

VŠB – technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra mechaniky

Pevnostní analýza unašeče diferenciálu zadní nápravy
nákladního automobilu

Stress analysis of rear axletree differential carrier of truck

Student:

Dagmar Ličková

Vedoucí bakalářské práce:

Ing. Ondřej František

Ostrava 2011

VŠB - Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra mechaniky

Zadání bakalářské práce

Student: **Dagmar Ličková**
Studijní program: B2341 Strojírenství
Studijní obor: 3901R003 Aplikovaná mechanika
Téma: **Pevnostní analýza unašeče diferenciálu zadní nápravy nákladního automobilu**
Stress Analysis of Rear Axletree Differential Carrier of Truck

Zásady pro vypracování:

1. Teoretická rešerše statické úlohy řešené pomocí metody konečných prvků
2. Vytvoření a úpravy geometrického modelu
3. Rozbor okrajových podmínek a zatížení soustavy
4. Vyhodnocení napěťových a deformačních polí
5. Modifikace soustavy za účelem snížení napětí

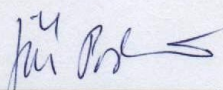
Seznam doporučené odborné literatury:

- [1] COOK, D. *Finite Element Modeling for Stress Analysis*. 1st printing. United States of America: John Wiley & sons, Inc., 1995. 320 s. ISBN 0-471-10774-3
[2] KOLÁŘ, V; NĚMEC, I; KANICKÝ, V. *FEM - Principy a praxe metody konečných prvků*. 1. vyd. Praha: Computer Press, 1997. 401 s. ISBN 80-7226-021-9
[3] ANSYS, Inc. *ANSYS Release 12.0 Documentation*. 2009. Dostupné v elektronické podobě jako součást softwaru ANSYS 12.0.

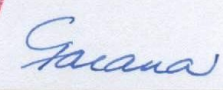
Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Ondřej František**

Datum zadání: 17.12.2010
Datum odevzdání: 23.05.2011


doc. Ing. Jiří Podešva, Ph.D.
vedoucí katedry




prof. Ing. Radim Farana, CSc.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracovala samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedla jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě 23.5. 2011

.....
podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byla seznámena s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užit (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že bakalářská práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užit dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užit své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě 23. 5. 2011

.....
podpis

Jméno a příjmení autora práce: Dagmar Ličková

Adresa trvalého pobytu autora práce: Polanecká 333, Ostrava – Svinov, 721 00

ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

LIČKOVÁ, D. Pevnostní analýza unašeče diferenciálu zadní nápravy nákladního automobilu: bakalářská práce, Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra mechaniky, 2011, 82 s. Vedoucí práce: František, O.

Bakalářská práce se zabývá pevnostní a tuhostní analýzou a tvarovou optimalizací unašeče diferenciálu zadní nápravy nákladního automobilu 290S84. V úvodu je popsána metoda konečných prvků, kde je kladen důraz na analýzu čtyřstěnného prvku (tetraedru). Dále je vysvětlena funkce zařízení – diferenciálu, rozbor okrajových podmínek a zatížení, které jsou použity při pevnostním výpočtu. Analýza je provedena metodou konečných prvků v softwaru ANSYS Workbench 13.0. Následuje vyhodnocení napětí a určení kritických míst na unašeči diferenciálu. Nakonec je navržena úprava geometrie, díky níž bylo dosaženo snížení hmotnosti o 30% a zároveň maximálního napětí o 20%. Tuhost byla zvýšena o 27%.

ANNOTATION OF BACHELOR THESIS

LIČKOVÁ, D. Stress Analysis of Rear Axletree Differential Carrier of Truck: Bachelor Thesis. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Mechanics, 2011, 82 p. Thesis head: František, O.

Bachelor thesis deals with the strength and stiffness analysis and shape optimization of rear axletree differential carrier of truck 290S84. The introduction describes the finite element method. Emphasis is placed on analysis of tetrahedron element. Then it explains the device – differential, analysis of boundary conditions and loads, which are used in strength calculations. The analysis is performed using the finite element in software ANSYS Workbench 13.0. It is an evaluation and determination of critical stress points. Change of geometry was proposed. It achieved a weight reduction of 30% and maximum stress by 20%. The stiffness was increased by 27%.

OBSAH:

Seznam použitých symbolů.....	8
1. Úvod	9
2. Metoda konečných prvků (MKP)	11
2.1 Úvod do MKP	11
2.2 Postup při řešení metodou konečných prvků.....	11
2.3 Analýza prvku – obecná úvaha.....	12
2.4 Analýza čtyřstěnného prvku (tetraedru)	14
3. Popis funkce zařízení.....	20
3.1 Diferenciál	20
3.2 Krouticí moment.....	21
4. Materiálové vlastnosti	24
4.1 Materiál čepů a satelitů.....	24
4.2 Materiál unašeče	25
5. Rozbor zatížení a okrajových podmínek	26
5.1 Zatížení satelitů	26
5.2 Krouticí moment.....	28
5.3 Čepy.....	29
5.4 Okrajové podmínky	29
6. Vytvoření a úpravy geometrického modelu	31
6.1 Úprava vnitřního drážkování unašeče	31
6.2 Čepy a satelity	32
7. Nastavení a charakter výpočtu	35
7.1 Nastavení kontaktních spojení.....	35
7.2 Rozdělení výpočtu do zátěžných kroků.....	36
8. Výsledky pevnostní analýzy	38
8.1 Kontrola reakcí	38
8.2 Pole celkového posunutí a redukovaného napětí od nalisování	39
8.3 Pole celkového posunutí od nalisování a zatížení satelitů.....	42
8.4 Pole redukovaného napětí unašeče od nalisování a zatížení satelitů.....	45
8.5 Pole redukovaného napětí čepů od nalisování a zatížení satelitů.....	52
8.6 Namáhání v kontaktních spojeních	53

9. Modifikace unašeče za účelem snížení napětí	56
9.1 Úpravy ramen držících čela.....	57
9.2 Úpravy koncového čela	59
9.3 Úprava čela navazujícího na drážkování	63
9.4 Úprava zaoblení přechodu mezi hlavou a pouzdrem unašeče	65
10. Výsledky analýzy optimalizovaného tvaru unašeče	66
10.1 Hmotnost optimalizovaného unašeče	66
10.2 Kontrola reakcí pro optimalizovaný tvar unašeče	66
10.3 Pole celkového posunutí a redukovaného napětí od nalisování pro optimalizovaný tvar unašeče	67
10.4 Pole celkového posunutí pro optimalizovaný tvar unašeče.....	68
10.5 Pole redukovaného napětí upraveného unašeče od nalisování a zatížení satelitu.....	70
10.6 Pole redukovaného napětí čepů od nalisování a zatížení satelitů.....	79
11. Závěr	80
12. Poděkování	81
13. Seznam použité literatury	82

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ

	Písmena latinské abecedy	
Označení	Popis významu	Jednotka
[A]	Matice, jež se skládá ze souřadnic uzlů prvku, nul a jedniček	[-]
[C]	Matice tuhosti izotropního materiálu	[MPa]
da	Hlavový průměr	[mm]
E	Modul pružnosti materiálu v tahu	[MPa]
[Eo]	Laméova konstanta	[MPa]
f	Adheze	[-]
F _S A, F _S B	Síla, kterou jsou zatíženy satelity	[N]
[G]	Transformační matice	[-]
[k]	Lokální matice tuhosti	[N.mm]
[K]	Globální matice tuhosti řešeného systému	[N.mm]
m _{opt}	Optimalizovaná hmotnost unašeče	[kg]
m _{puv}	Původní hmotnost unašeče	[kg]
[M]	matice členů polynomu (bázových funkcí)	[-]
M _{adhezní}	Krouticí moment od maximální přilnavosti pneumatik	[N.m]
M _{max_mot}	Krouticí moment od maximálního výkonu motoru	[N.m]
[N]	Transformační matice	[-]
{r}	Vektor neznámých zobecněných uzlových posuvů a natočení	[mm,-]
{R}	Vektor vnějších sil v uzlech	[N]
Re	Mez kluzu	[MPa]
{u}	Vektor posunutí	[mm]
V	Objem čtyřstěnu	[mm ³]

	Písmena řecké abecedy	
Označení	Popis významu	Jednotka
{α}	Vektor obsahující neznáme koeficienty α _i	[mm]
{ε}	Vektor přetvoření	[-]
μ	Poissonovo číslo	[-]
[∂]	Operátorová matice	[-]

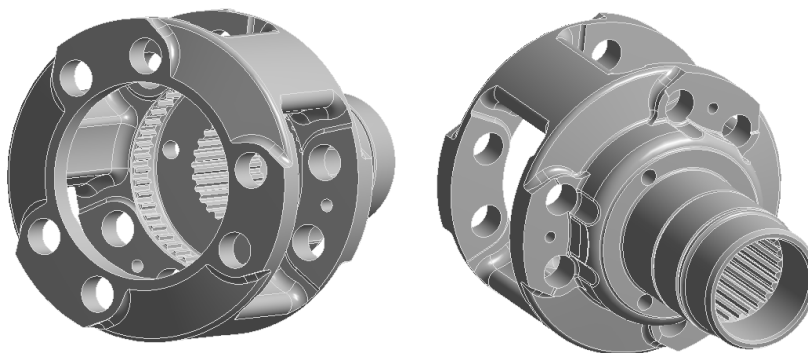
1. ÚVOD

Problematickou práce je pevnostní a tuhostní analýza a tvarová optimalizace unašeče diferenciálu zadní nápravy nákladního automobilu 290S84, který je vyobrazen na obrázku 1^[5].



Obr. 1 Nákladní automobil Tatra typu 290S84

Celý unašeč je vyroben z tvárné litiny ČSN 42 2307, která má mez kluzu 420 MPa a mez pevnosti v tahu 700 MPa. Geometrický model (viz obr. 2) a veškeré potřebné technické parametry byly poskytnuty zadavatelem. Výkres unašeče diferenciálu je vyobrazen na obrázku 3.



Obr. 2 Geometrický model unašeče

2. METODA KONEČNÝCH PRVKŮ (MKP)

2.1 Úvod do MKP

Metoda konečných prvků je numerická metoda, kterou lze docílit přibližného řešení celé řady úloh. MKP je v podstatě rozložení výpočtového modelu konstrukce na menší části, jež se nazývají konečné prvky. Je nutno formulovat podmínky, aby tyto prvky vytvořily souvislý celek, tedy aby byla zajištěna rovnováha a kompatibilita. Z těchto podmínek lze vypočítat deformační, popřípadě silové faktory, nejprve na hranicích a posléze i uvnitř prvku. Dělení na konečné prvky není vůbec jednoznačné a je ovlivněno například zkušenostmi řešitele.

Metodou konečných prvků lze řešit jak jednorozměrné, tak i vícerozměrné modely. Model se diskretizuje na určitý počet prvků daných rozměrů, tyto prvky na sebe navzájem působí ve společných uzlech, ale i na společných hranicích prvků, případně plochách, proto skutečný počet stykových bodů není u vícerozměrných elementů konečný.

2.2 Postup při řešení metodou konečných prvků

Postup při řešení metodou konečných prvků se skládá ze tří fází^[1]:

- *Rozdělení kontinua na prvky*
 - Planimetrická úloha (trojúhelníkový, čtyřúhelníkový prvek)
 - Stereometrická konstrukce (tetraedrický, hexaedrický prvek)
 - Rotačně symetrická tělesa (prstence s trojúhelníkovým profilem)
 - Je dosti ovlivněno zkušeností, citem a intuicí výpočtáře
 - Velmi ovlivňuje přesnost řešení
- *Stanovení poddajnosti (tuhosti prvků) – analýza prvku*
 - Každý prvek odolává deformaci dle jeho geometrických a fyzikálních vlastností.
 - Matice tuhosti (poddajnosti) je míra schopnosti odolávat deformaci a její odvození je základní podstata MKP analýzy
- *Analýza konstrukce*
 - Shodné jako stanovení matice tuhosti popřípadě poddajnosti
 - Pro vytvoření globální matice se musí jednotlivé matice každého prvku transformovat z lokálního souřadného systému do globálního.

2.3 Analýza prvku – obecná úvaha

Základní statickou rovnicí MKP je systém lineárních rovnic. V maticovém tvaru:

$$[K] \cdot \{r\} = \{R\}, \quad (2.3.1)$$

kde $[K]$ je globální matice tuhosti řešeného systému
 $\{r\}$ je vektor neznámých zobecněných uzlových posuvů a natočení
 $\{R\}$ je vektor vnějších sil v uzlech.

Pro každý prvek je nutné najít tyto vztahy:

$$\{u\} = [N] \cdot \{r\} \quad (2.3.2)$$

$$\{\varepsilon\} = [G] \cdot \{r\}, \quad (2.3.3)$$

kde $[N]$ a $[G]$ jsou transformační matice,
 $\{u\}$ je vektor posunutí,
 $\{\varepsilon\}$ je vektor přetvoření.

Jelikož jsou funkce posuvů neznámé, aproximují se ve formě polynomů prostorových kartézských souřadnic. S těmito polynomy se snadno provádí matematické operace a zároveň mění jejich stupeň, který je zapotřebí k dosažení požadované přesnosti náhrady.

Úplný polynom n -tého stupně pro vyjádření posuvu jako funkce jedné proměnné pro jednorozměrný prvek:

$$u_x(x) = \alpha_1 + \alpha_2 x + \alpha_3 x^2 + \dots + \alpha_m x^n, n = 1, 2, \dots, \infty. \quad (2.3.4)$$

Předchozí rovnici lze zapsat také v maticovém tvaru:

$$\{u\} = [M] \cdot \{\alpha\} = [1, x, x^2, \dots, x^n] \cdot \{\alpha_1, \alpha_2, \dots, \alpha_m\}^T, \quad (2.3.5)$$

kde $[M]$ je matice členů polynomu (bázových funkcí),
 $\{\alpha\}$ je vektor obsahující neznáme koeficienty α_i .

Podobně lze postupovat i u vícerozměrných úloh.

Z Cauchyho geometricko-deformačních rovnic lze určit vektor poměrných deformací $\{\varepsilon\}$:

$$\{\varepsilon\} = \begin{Bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \varepsilon_z \\ \gamma_{xy} \\ \gamma_{yz} \\ \gamma_{xz} \end{Bmatrix} = [\delta]^T \cdot \{u\}, \quad (2.3.6)$$

kde $[\delta]$ je operátorová matice, která má následující tvar:

$$[\delta] = \begin{bmatrix} \frac{\partial}{\partial x} & 0 & 0 & \frac{\partial}{\partial y} & \frac{\partial}{\partial z} & 0 \\ 0 & \frac{\partial}{\partial y} & 0 & \frac{\partial}{\partial x} & 0 & \frac{\partial}{\partial z} \\ 0 & 0 & \frac{\partial}{\partial z} & 0 & \frac{\partial}{\partial x} & \frac{\partial}{\partial y} \end{bmatrix}. \quad (2.3.7)$$

Po dosazení z rovnice (2.3.2) za $\{u\}$ potom bude přetvoření v následujícím tvaru:

$$\{\varepsilon\} = [\delta]^T \cdot [N] \cdot \{r\} = [G] \cdot \{r\}, \quad (2.3.8)$$

kde $[G]$ je transformační matice:

$$[G] = [\delta]^T \cdot [N]. \quad (2.3.9)$$

Lokální matice tuhosti prvku $[k]$ je dána tímto vztahem:

$$[k] = \int_{(V)} [G]^T [C] [G] dV, \quad (2.3.10)$$

kde $[C]$ je fyzikální matice tuhosti materiálových konstant.

Pokud se analyzuje jeden prvek, tak se volí co nejjednodušší lokální souřadnicový systém a vytváří se lokální matice tuhosti $[k]$. Jestliže se řeší celá konstrukce (více prvků ve vzájemně různých polohách), je třeba lokalizovat lokální matice tuhosti prvků do matice globální. Lokalizaci lze uskutečnit například pomocí lokalizační tabulky.

$$\sum_{e=1}^L [k]^e = [K], \quad (2.3.11)$$

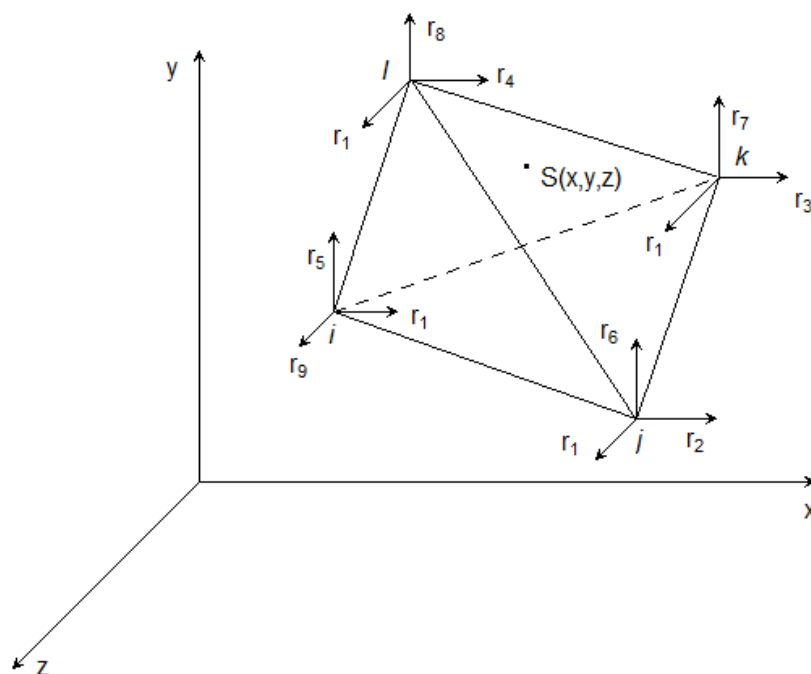
kde L je počet všech prvků konstrukce.

Předchozím zápisem je symbolicky naznačena sumace jednotlivých matic tuhostí elementů, jejímž výsledkem je globální matice tuhosti celé soustavy.

Rozměr globální matice je (n,n) čili globální matice je čtvercová, dále je tato matice pásová, pozitivně definitní a je singularní. Singularita se odstraní uvážením okrajových podmínek.

2.4 Analýza čtyřstěnného prvku (tetraedru)

Nyní bude odvozena lokální matice tuhosti čtyřstěnného prvku, který má čtyři uzly a každý uzel má tři stupně volnosti. Čtyřstěnný prvek je znázorněn na obrázku 4.



Obr. 4 Čtyřstěnný prvek

Pro bod $S(x,y,z)$, jenž leží ve čtyřstěnném prvku (viz obr. 4) lze psát:

$$\left. \begin{aligned} u(x,y,z) &= \alpha_1 + \alpha_2 x + \alpha_3 y + \alpha_4 z \\ v(x,y,z) &= \alpha_5 + \alpha_6 x + \alpha_7 y + \alpha_8 z \\ w(x,y,z) &= \alpha_9 + \alpha_{10} x + \alpha_{11} y + \alpha_{12} z \end{aligned} \right\}, \quad (2.4.1)$$

nebo v maticovém tvaru:

$$\{u\} = [M] \cdot \{\alpha\} = \begin{bmatrix} 1 & x & y & z & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & x & y & z & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & x & y & z \end{bmatrix} \cdot \{\alpha_1, \alpha_2, \dots, \alpha_{12}\}^T, \quad (2.4.2)$$

kde $\alpha_1, \alpha_2, \dots, \alpha_{12}$ jsou konstanty, které se určí na základě posuvů v uzlech prvku.

Z rovnic (2.4.1) vyplývá tato soustava rovnic:

$$\left. \begin{aligned} r_1 = u_i &= \alpha_1 + \alpha_2 x_i + \alpha_3 y_i + \alpha_4 z_i \\ r_2 = u_j &= \alpha_1 + \alpha_2 x_j + \alpha_3 y_j + \alpha_4 z_j \\ r_3 = u_k &= \alpha_1 + \alpha_2 x_k + \alpha_3 y_k + \alpha_4 z_k \\ r_4 = u_l &= \alpha_1 + \alpha_2 x_l + \alpha_3 y_l + \alpha_4 z_l \\ r_5 = v_i &= \alpha_5 + \alpha_6 x_i + \alpha_7 y_i + \alpha_8 z_i \\ r_6 = v_j &= \alpha_5 + \alpha_6 x_j + \alpha_7 y_j + \alpha_8 z_j \\ r_7 = v_k &= \alpha_5 + \alpha_6 x_k + \alpha_7 y_k + \alpha_8 z_k \\ r_8 = v_l &= \alpha_5 + \alpha_6 x_l + \alpha_7 y_l + \alpha_8 z_l \\ r_9 = w_i &= \alpha_9 + \alpha_{10} x_i + \alpha_{11} y_i + \alpha_{12} z_i \\ r_{10} = w_j &= \alpha_9 + \alpha_{10} x_j + \alpha_{11} y_j + \alpha_{12} z_j \\ r_{11} = w_k &= \alpha_9 + \alpha_{10} x_k + \alpha_{11} y_k + \alpha_{12} z_k \\ r_{12} = w_l &= \alpha_9 + \alpha_{10} x_l + \alpha_{11} y_l + \alpha_{12} z_l \end{aligned} \right\} \quad (2.4.3)$$

nebo ve tvaru maticovém:

$$\{r\} = [A] \cdot \{\alpha\}, \quad (2.4.4)$$

kde $[A]$ je matice, jež se skládá ze souřadnic uzlů prvku, nul a jedniček. Tato matice musí být regulární ($DetA \neq 0$), jelikož se musí invertovat a vypadá následovně:

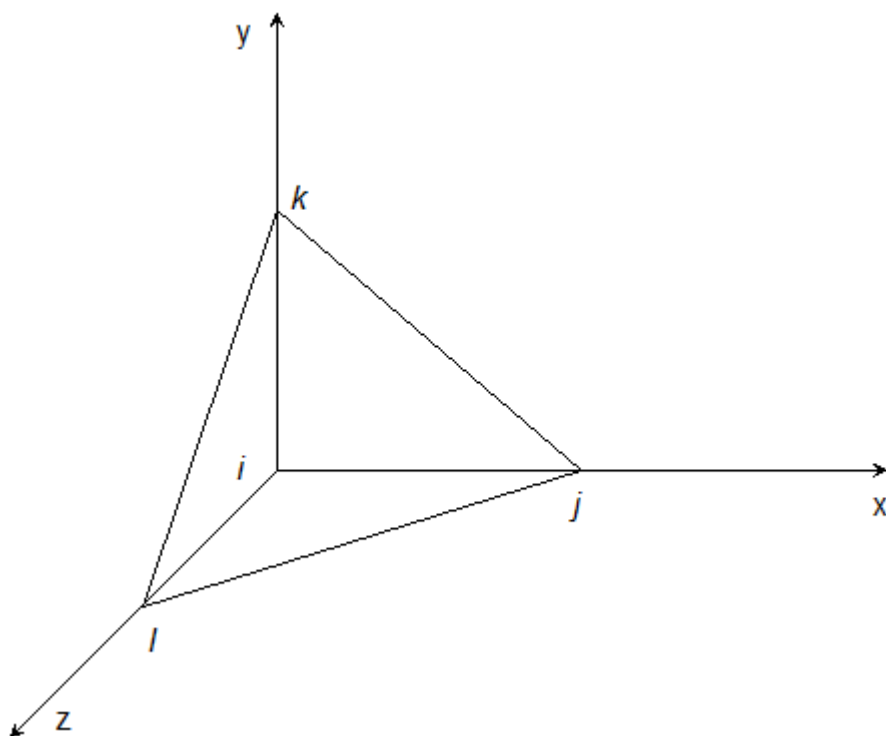
$$[A] = \begin{bmatrix} 1 & x_i & y_i & z_i & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 1 & x_j & y_j & z_j & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 1 & x_k & y_k & z_k & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 1 & x_l & y_l & z_l & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \hline 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & x_i & y_i & z_i & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & x_j & y_j & z_j & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & x_k & y_k & z_k & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & x_l & y_l & z_l & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \hline 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & x_i & y_i & z_i \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & x_j & y_j & z_j \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & x_k & y_k & z_k \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & x_l & y_l & z_l \end{bmatrix}. \quad (2.4.5)$$

Jestliže se z rovnice (2.4.4) vyjádří $\{\alpha\}$ a následně se dosadí do rovnice (2.4.2) a označí se

$$[N] = [M] \cdot [A]^{-1}, \quad (2.4.6)$$

pak platí rovnice (2.3.2).

Dále je zapotřebí vyjádřit inverzní matici k matici A vzhledem k následujícímu obrázku 5, který představuje nejjednodušší volbu lokálního souřadnicového systému:



Obr. 5 Čtyřstěnný prvek ve středu souřadnicového systému

Obrázek 5 určuje tyto souřadnice bodů: $i = [0,0,0]$; $j = [x_j, 0,0]$; $k = [0, y_k, 0]$; $l = [0,0, z_l]$. Po dosazení do matice $[A]$ (2.4.5) bude mít matice následující tvar:

$$[A] = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 1 & x_j & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 1 & 0 & y_k & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 1 & 0 & 0 & z_l & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \hline 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & x_j & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & y_k & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & z_l & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \hline 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & x_j & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & y_k & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & z_l \end{bmatrix}. \quad (2.4.7)$$

Maticе $[A]$ je diagonální (pásová), čili stačí invertovat jen její submatice ležící na diagonále. Tato operace se provede v programu Mathcad 14:

$$\begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{1}{x_j} & \frac{1}{x_j} & 0 & 0 \\ -\frac{1}{y_k} & 0 & \frac{1}{y_k} & 0 \\ -\frac{1}{z_l} & 0 & 0 & -\frac{1}{z_l} \end{bmatrix}. \quad (2.4.8)$$

Vynásobením matic $[M]$ a $[A]^{-1}$ dostáváme podle vztahu (2.4.6) matici $[N]$, jejíž prvky jsou převodní funkce nebo také funkce tvaru:

$$[N] = \begin{bmatrix} N_i & N_j & N_k & N_l & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & N_i & N_j & N_k & N_l & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & N_i & N_j & N_k & N_l \end{bmatrix}, \quad (2.4.9)$$

kde

$$\left. \begin{aligned} N_i &= 1 - \frac{x}{x_j} - \frac{y}{y_k} - \frac{z}{z_l} \\ N_j &= \frac{x}{x_j} \\ N_k &= \frac{y}{y_k} \\ N_l &= \frac{z}{z_l} \end{aligned} \right\}. \quad (2.4.10)$$

Po dosazení do vztahu (2.3.2) dostáváme funkci posunutí v závislosti na zobecněných uzlových posunech:

$$\begin{bmatrix} N_i & 0 & 0 \\ N_j & 0 & 0 \\ N_k & 0 & 0 \\ N_l & 0 & 0 \\ 0 & N_i & 0 \\ 0 & N_j & 0 \\ 0 & N_k & 0 \\ 0 & N_l & 0 \\ 0 & 0 & N_i \\ 0 & 0 & N_j \\ 0 & 0 & N_k \\ 0 & 0 & N_l \end{bmatrix}^T \cdot \begin{bmatrix} u_i \\ u_j \\ u_k \\ u_l \\ v_i \\ v_j \\ v_k \\ v_l \\ w_i \\ w_j \\ w_k \\ w_l \end{bmatrix} = \begin{Bmatrix} u(x, y, z) \\ v(x, y, z) \\ w(x, y, z) \end{Bmatrix}. \quad (2.4.11)$$

Aby bylo možné určit funkci přetvoření $\{\varepsilon\}$ pro každý prvek dle rovnice (2.3.2), je zapotřebí vyjádřit transformační matici $[G]$ podle vztahu (2.3.9):

$$[G] = \begin{bmatrix} -\frac{1}{x_j} & \frac{1}{x_j} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -\frac{1}{y_k} & 0 & \frac{1}{y_k} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -\frac{1}{z_l} & 0 & 0 & \frac{1}{z_l} \\ -\frac{1}{y_k} & 0 & \frac{1}{y_k} & 0 & -\frac{1}{x_j} & \frac{1}{x_j} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{1}{z_l} & 0 & 0 & \frac{1}{z_l} & 0 & 0 & 0 & 0 & -\frac{1}{x_j} & \frac{1}{x_j} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -\frac{1}{z_l} & 0 & 0 & \frac{1}{z_l} & -\frac{1}{y_k} & 0 & \frac{1}{y_k} & 0 \end{bmatrix}. \quad (2.4.12)$$

Po následném dosazení transformační matice $[G]$ do rovnice (2.3.3) dostáváme vztah pro funkci přetvoření $\{\varepsilon\}$:

$$\{\varepsilon\} = \begin{bmatrix} -\frac{1}{x_j} & \frac{1}{x_j} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -\frac{1}{y_k} & 0 & \frac{1}{y_k} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -\frac{1}{z_l} & 0 & 0 & \frac{1}{z_l} \\ -\frac{1}{y_k} & 0 & \frac{1}{y_k} & 0 & -\frac{1}{x_j} & \frac{1}{x_j} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{1}{z_l} & 0 & 0 & \frac{1}{z_l} & 0 & 0 & 0 & 0 & -\frac{1}{x_j} & \frac{1}{x_j} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -\frac{1}{z_l} & 0 & 0 & \frac{1}{z_l} & -\frac{1}{y_k} & 0 & \frac{1}{y_k} & 0 \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} u_i \\ u_j \\ u_k \\ u_l \\ v_i \\ v_j \\ v_k \\ v_l \\ w_i \\ w_j \\ w_k \\ w_l \end{Bmatrix}. \quad (2.4.13)$$

Matice tuhosti izotropního materiálu $[C]$:

$$[C] = \begin{bmatrix} E_0 + 2G & E_0 & E_0 & 0 & 0 & 0 \\ E_0 & E_0 + 2G & E_0 & 0 & 0 & 0 \\ E_0 & E_0 & E_0 + 2G & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & G & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & G & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & G \end{bmatrix}, \quad (2.4.14)$$

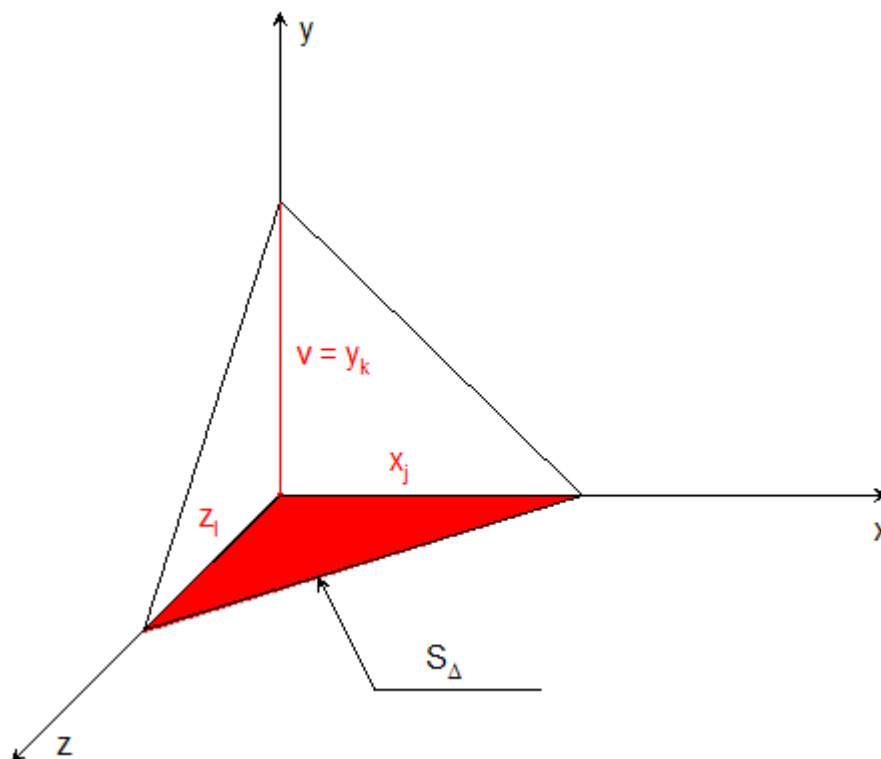
kde $[E_0]$ je Laméova konstanta:

$$E_0 = \frac{2G\mu}{1 - 2\mu} = \frac{E\mu}{(1 + \mu)(1 - 2\mu)}. \quad (2.4.15)$$

Dalším krokem je dosazení do rovnice (2.3.10) a jelikož jsou všechny matice v rovnici konstantami, lze je vytknout před integrál a jejich součinem dostaneme matici o dvanácti řádcích i sloupcích, čili výsledná lokální matice tuhosti čtyřstěnného má rozměr 12x12:

$$[k] = [G]^T [C] [G] \int_{(V)} 1 dV = [G]^T [C] [G] V, \quad (2.4.16)$$

kde V je objem prvku (viz obr. 6):



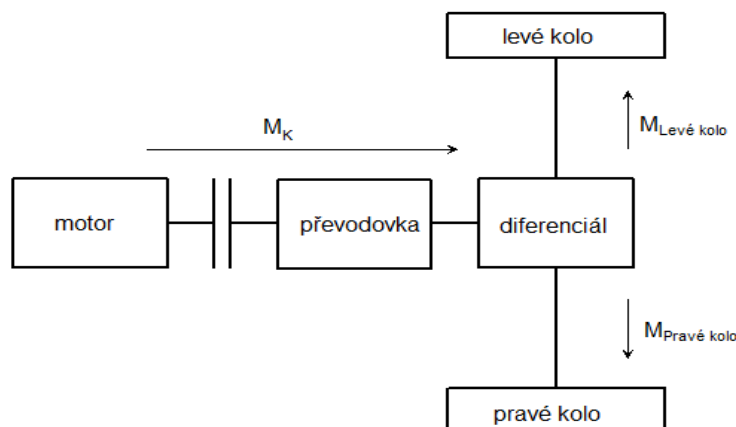
Obr. 6 Objem tetraedru

$$V = \frac{S_{\Delta} \cdot v}{3} = \frac{\frac{z_l \cdot x_j}{2} \cdot y_k}{3} = \frac{x_j \cdot y_k \cdot z_l}{6}. \quad (2.4.17)$$

Výslednou lokální matici tuhosti čtyřstěnného prvku dostaneme součinem $[G]^T [C] [G] V$ (viz rovnice 2.4.16), kde $[G]$ je transformační matice o rozměru 6 x 12 (viz rovnice 2.4.12), $[G]^T$ představuje transformovanou matici $[G]$, $[C]$ je matice tuhosti izotropního materiálu, jež je uvedena v rovnici 2.4.14 a V je objem čtyřstěnu. Celková lokální matice tuhosti tetraedru má rozměr 12 x 12.

3. POPIS FUNKCE ZAŘÍZENÍ

3.1 Diferenciál



Obr. 7 Schéma toku krouticího momentu

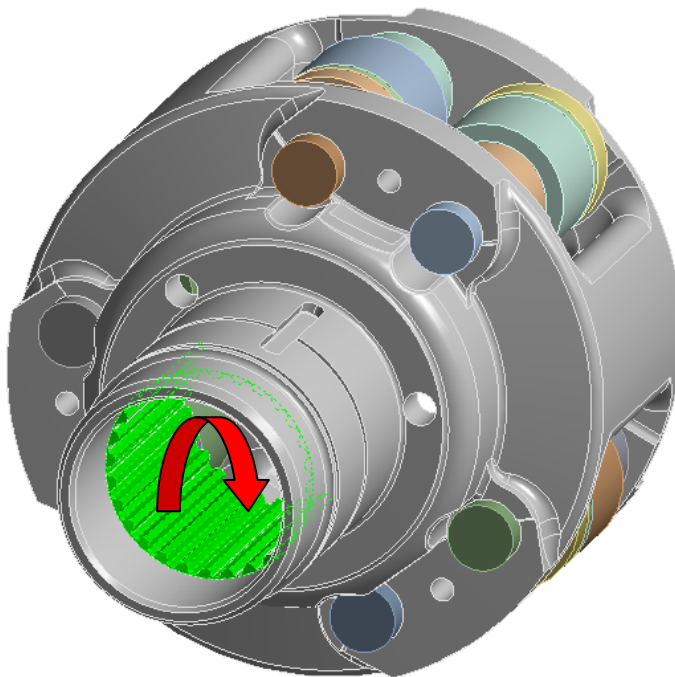
Diferenciál je mechanické zařízení, jež je založeno na principu planetové převodovky a jehož účelem je rozdělit krouticí moment na vstupní hřídeli mezi dva výstupní hřídele nezávisle na jejich otáčkách. Používá se zejména jako součást převodového ústrojí motorových vozidel. Obrázek 7 představuje schéma toku krouticího momentu.

Během jízdy nastávají situace, kdy je potřeba, aby se kola otáčela různou rychlostí, například když vozidlo projíždí zatáčkou, nebo jede po nerovném povrchu. Při zatáčení obě hnaná kola překonávají nestejnou dráhu, proto se vnější kolo musí otáčet rychleji než vnitřní. Tato situace může být ještě složitější. Pokud se nejedná o motorové vozidlo s pohonem jen jedné nápravy, pak nejen kola na přední ose urazí rozdílnou vzdálenost, ale i každé z kol na zadní ose urazí jinou dráhu. Zajímavostí je, že železniční dvoukolí nemá žádný diferenciál, jelikož se skládá ze dvou kol nalisovaných na nápravu a tato obě kola jsou pevně mechanicky spojena s nápravou. Poněvadž má jízdní plocha kola tvar blížící se výseku rotačního hyperboloidu či soustavě komolých kuželů, tak je zajištěno stabilní vedení dvojkolí po kolejnicích.

Na hnané nápravě jsou kola spojena diferenciálem. Aby došlo k zatočení nápravy, v případě kol spojených napevno, muselo by jedno z kol proklouznout a tím pádem přenést veškerý výkon na kolo na vnějším oblouku. K takovému úkonu by bylo zapotřebí obrovské množství síly. Navíc by se zhoršily jízdní vlastnosti a rychleji by se opotřebovávaly pneumatiky.

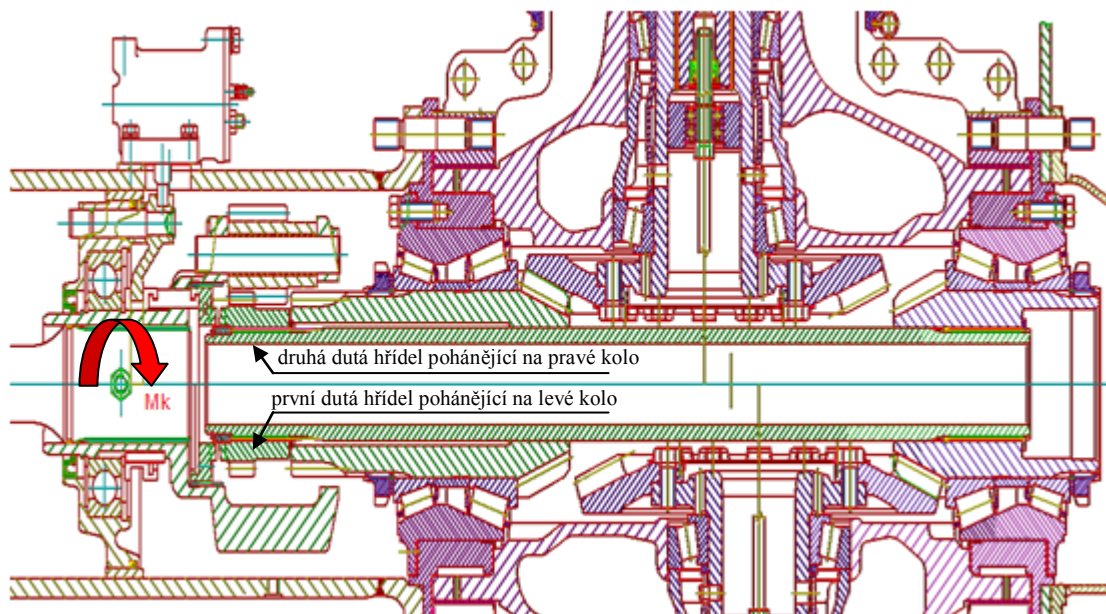
3.2 Krouticí moment

Vstupní moment na skříň diferenciálu je přenášen přes evolventní drážkování 75x2.5x9H, které se vyrábí protahováním trnem NPD0340. Drážkování je na obrázku 8 vyznačeno zelenou barvou.



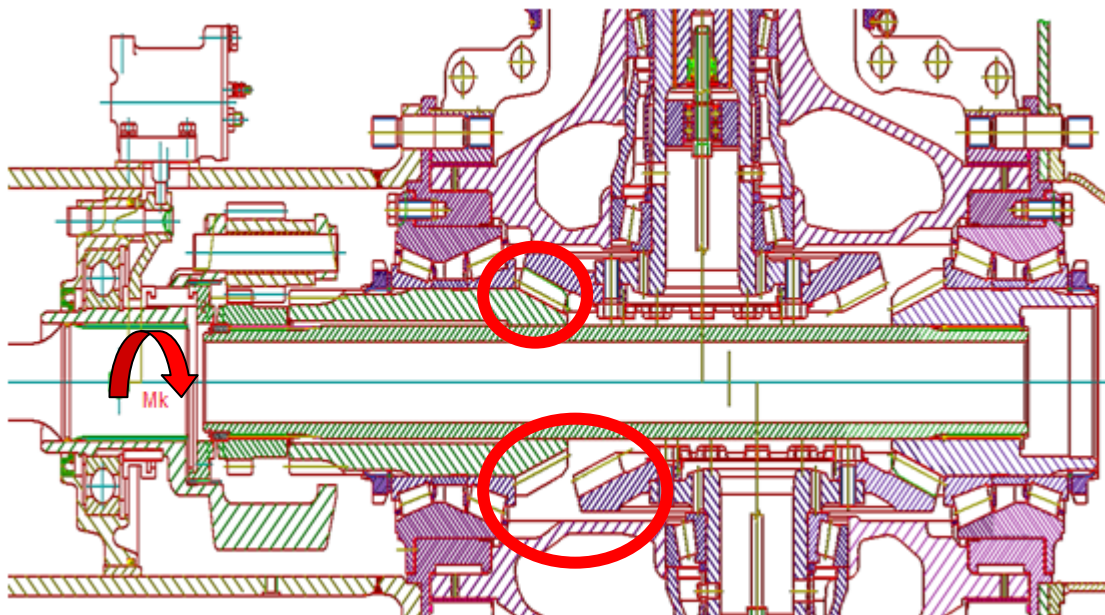
Obr. 8 Vstup momentu na skříň diferenciálu

Dále dochází k rozdělení momentu na dvě výstupní hřídele. Obě dvě hřídele jsou duté z důvodu vyšší pevnosti v krutu a jedna je zasunuta ve druhé (viz obr. 9).

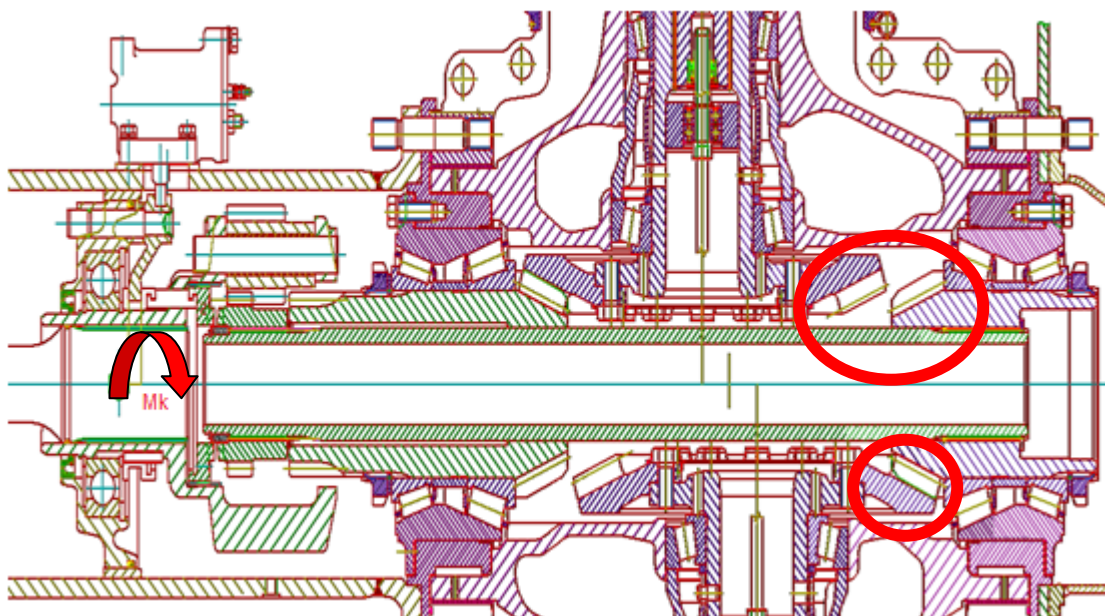


Obr. 9 Popis hřídelí

Na následujících dvou obrázcích 10 a 11 je vidět, že jedna hřídel je spojena pouze s jedním kolem pomocí talířového kola, ale s druhým již nikoli:

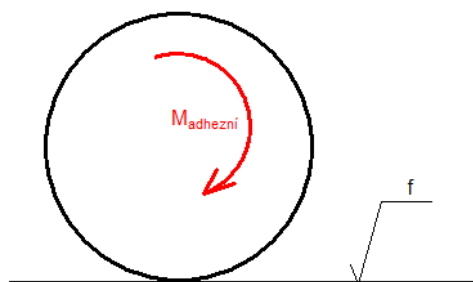


Obr. 10 Spojení první hřídele s kolem



Obr. 11 Spojení druhé hřídele s kolem

Krouticí moment v soustavě, který přichází z motoru do skříně osového diferenciálu, je odvozen buď od maximální přilnavosti pneumatik $M_{\text{adhezní}}$ nebo od maximálního výkonu motoru $M_{\text{max_mot}}$.

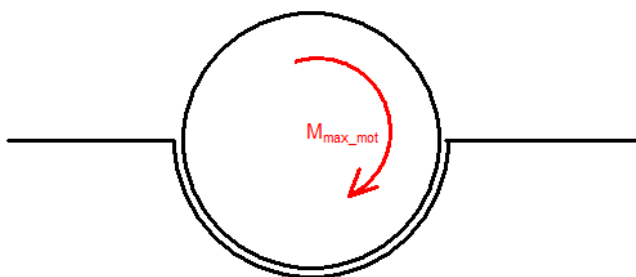


Obr. 12 Adhezní krouticí moment $M_{\text{adhezní}}$

Adhezní moment vzniká díky tření (viz obr. 12). V jisté chvíli kolo proklouzne a v ten okamžik je dosaženo maximálního momentu od motoru.

$$M_{\text{adhezní}} = 16\,400 \text{ N} \cdot \text{m}. \quad (3.2.1)$$

Motor se může zvyšovat své otáčky, ale moment se již nezvyší.



Obr. 13 maximální moment od motoru $M_{\text{max_mot}}$

Kdyby se kolo zablokovalo (viz obr. 13), tak na něj bude neustále působit maximální moment od motoru.

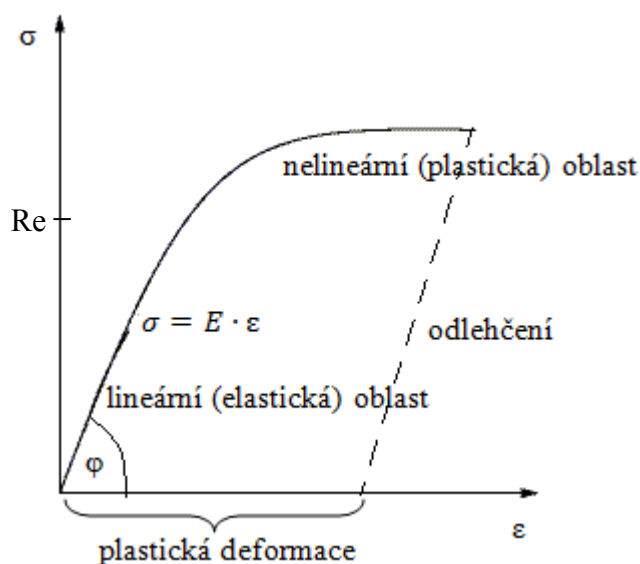
$$M_{\text{max_mot}} = 18\,230 \text{ N} \cdot \text{m}. \quad (3.2.2)$$

Ve výpočtech bude brán v potaz adhezní moment, jelikož zadavatel uvažuje, že nebude docházet k zablokování kol (3.2.1).

4. MATERIÁLOVÉ VLASTNOSTI

Byl navrhnut lineární materiálový model, protože není uvažován destrukční, nýbrž běžný provozní stav.

Při destrukčním stavu se materiál dostává do nelineární (plastické) oblasti (nad mez kluzu, která je označena jako Re) a vzniká plastická (trvalá) deformace. Při provozním stavu se pohybujeme v lineární (elastické) oblasti, ve které platí Hookův zákon ($\sigma = E \cdot \varepsilon$). Při plastickém chování materiálu dochází k tomu, že po odlehčení zatížení zůstává plastická deformace, ale elastická deformace vymizí. Na obrázku 14 je vykreslen tahový diagram, v němž platí, že $\tan(\varphi) = E$.



Obr. 14 Tahová zkouška materiálu

4.1 Materiál čepů a satelitů

Čepy i satelity jsou vyrobeny z oceli 14 220 s následujícími parametry^[2]:

Modul pružnosti v tahu	$2 \cdot 10^5$ MPa
Poissonova konstanta	0,3
Mez kluzu čepů	590 MPa
Mez pevnosti	785 MPa

Tabulka 1 Materiál čepů a satelitů

4.2 Materiál unašeče

Unašeč je vytvořen z tvárné litiny ČSN 42 2307^[4]:

Modul pružnosti v tahu	$1,76 \cdot 10^5$ MPa
Poissonova konstanta	0,28
Mez kluzu	420 MPa
Mez pevnosti	700 MPa
Pevnost v tlaku	1 000 MPa
Pevnost v krutu	630 MPa
Hustota	7 200 kg/m ³

Tabulka 2 Materiál unašeče

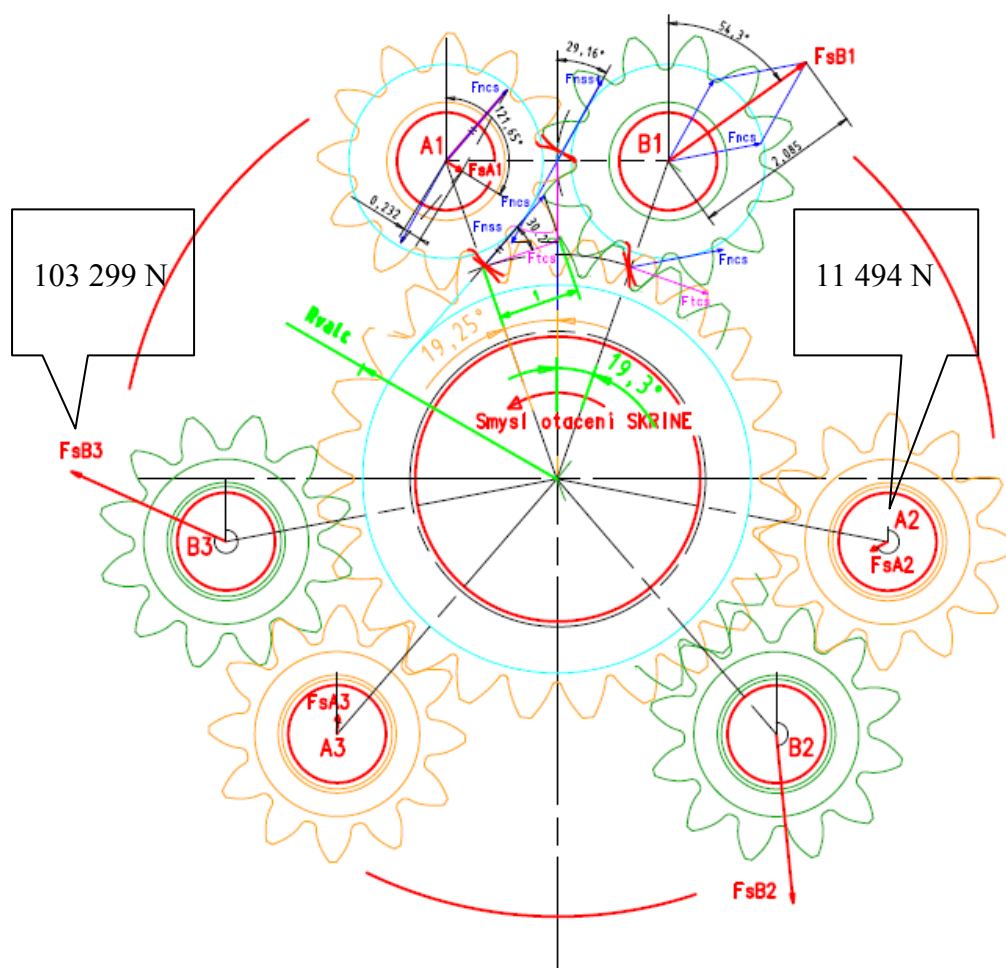
5. ROZBOR ZATÍŽENÍ A OKRAJOVÝCH PODMÍNEK

Pro výpočet zátěžových krouticích momentů je vybráno provedení vozidla 290S84 (viz obr. 1), zatížení se uvažuje pro stav vypnutí pohonu na přední nápravy a rozdělení momentu motoru na zadní nápravy s adhezním omezením dle přípustného zatížení náprav, což představuje stav, že mezinápravový diferenciál je blokován.

Předpokládá se maximální adheze $f = 0,8$ (viz obr. 12), zatížení zadních náprav vlastní tíhou 13 t, blokování osového diferenciálu bez vlivů parazitních momentů a bez rázů při přejezdech a jiných mezních stavech.

5.1 Zatížení satelitů

Satelity jsou čelní ozubená kola uložená na čepech a společně jsou umístěny v unašeči (někdy též nazýván klec diferenciálu). Satelity jsou zatíženy silami, jejichž velikost i směr byl dán zadavatelem (viz obr 15).



Obr. 15 Zakreslení sil působící na satelity

Každý satelit, který je na obrázku 15 označen písmenem A, je zatížen silou o velikosti:

$$FsA = 11\,494\text{ N} \quad (5.1.1)$$

a zbývající tři silou:

$$FsB = 103\,299\text{ N.} \quad (5.1.2)$$

Úhly, pod kterými síly působí, jsou uvedeny v tabulce 3:

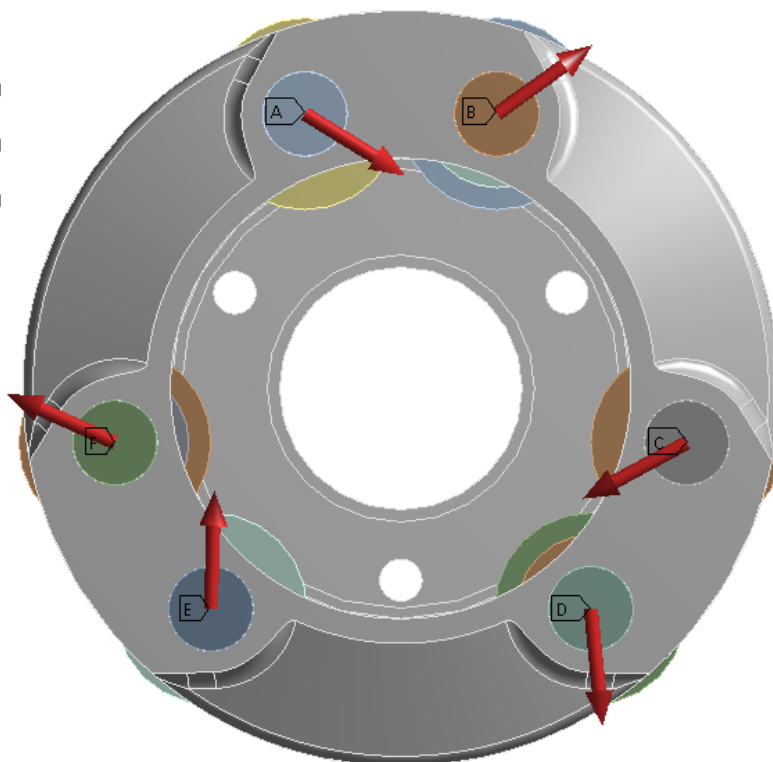
Číslo satelitu	A1	B1	A2	B2	A3	B3
Úhel [°]	121,65	241,65	1,65	54,3	174,3	294,3

Tabulka 3 Úhly, pod nimiž působí síly

Síly byly aplikovány na válcovou plochu, jejíž šířka byla autorem zvolena 5 mm (ozubení bylo odstraněno z důvodů, které budou rozvedeny dále v kapitole 6.2). Vyobrazení zatížení silami je uvedeno na obrázcích 16 a 17. Obrázek 16 zcela odpovídá zadání na obrázku 15.

Remote Force 6
Time: 2, s
30.4.2011 21:39

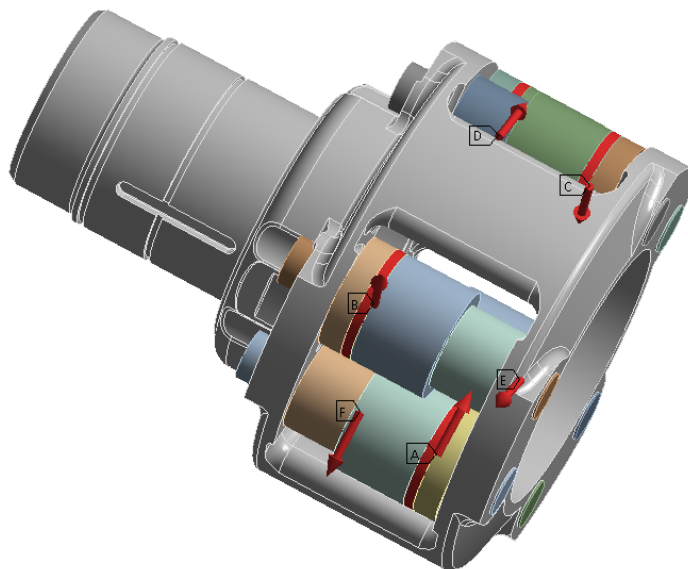
- A** Remote Force: 11494 N
- B** Remote Force 2: 1,033e+005 N
- C** Remote Force 3: 11494 N
- D** Remote Force 4: 1,033e+005 N
- E** Remote Force 5: 11494 N
- F** Remote Force 6: 1,033e+005 N



Obr. 16 Zobrazení aplikovaných sil, [N]

Remote Force 6
Time: 2, s
30.4.2011 21:40

- A** Remote Force: 11494 N
- B** Remote Force 2: 1,033e+005 N
- C** Remote Force 3: 11494 N
- D** Remote Force 4: 1,033e+005 N
- E** Remote Force 5: 11494 N
- F** Remote Force 6: 1,033e+005 N



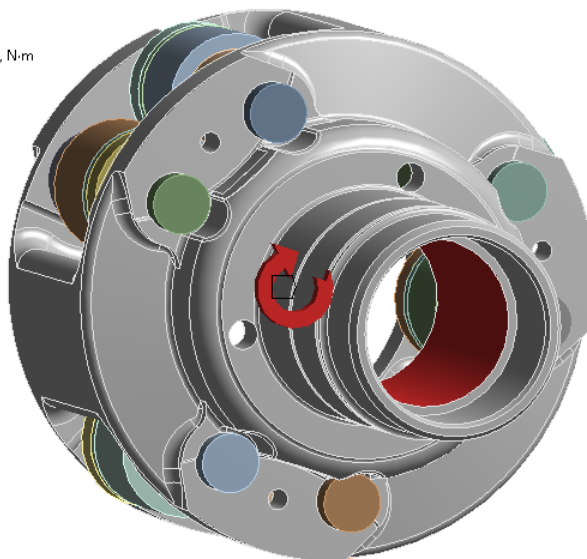
Obr. 17 Zobrazení aplikovaných sil, které jsou aplikovány na červeně zvýrazněné válce - pootočený pohled, [N]

5.2 Krouticí moment

Unašeč diferenciálu je nasazen na drážkované hřídeli. Tímto drážkováním vstupuje krouticí moment, jenž je aplikován na válcovou plochu (drážkování bylo odstraněno z důvodů, které budou rozvedeny v kapitole 6.1), která je zvýrazněná červeně na obrázku 18:

Moment
Time: 2, s
30.4.2011 21:47

- Moment: 16508 N·m**
Components: 16508, 0, 0, N·m



Obr. 18 Aplikace krouticího momentu na červenou válcovou plochu, [N·mm]

Velikost momentu byla vypočtena zadavatelem:

$$M = 16\,508 \text{ N} \cdot \text{m}. \quad (5.2.1)$$

5.3 Čepy

Čepy satelitů jsou ve skříní lisovány s přesahem $(0,01 \div 0,03)$ mm (uložení 24T7/f6). Pro výpočet byla zvolena nejméně příznivá varianta, a to 0,03 mm.

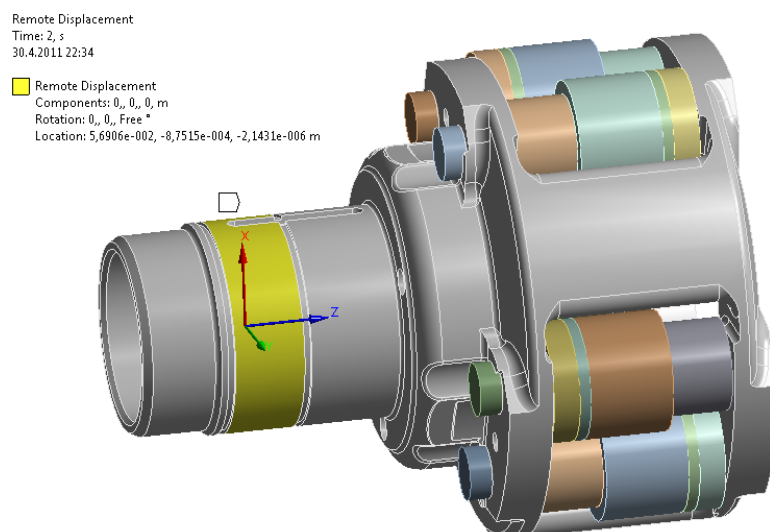
Kontakty mezi čepy a unašečem byly nastaveny s koeficienty smykového tření 0,2, což je nejmenší hodnota koeficientu pro styk oceli a litiny, z důvodu vyšší bezpečnosti. O kontaktech je detailněji pojednáno v kapitole 7.1.

$$f_{o,l} = 0,2^{[2]}. \quad (5.3.1)$$

5.4 Okrajové podmínky

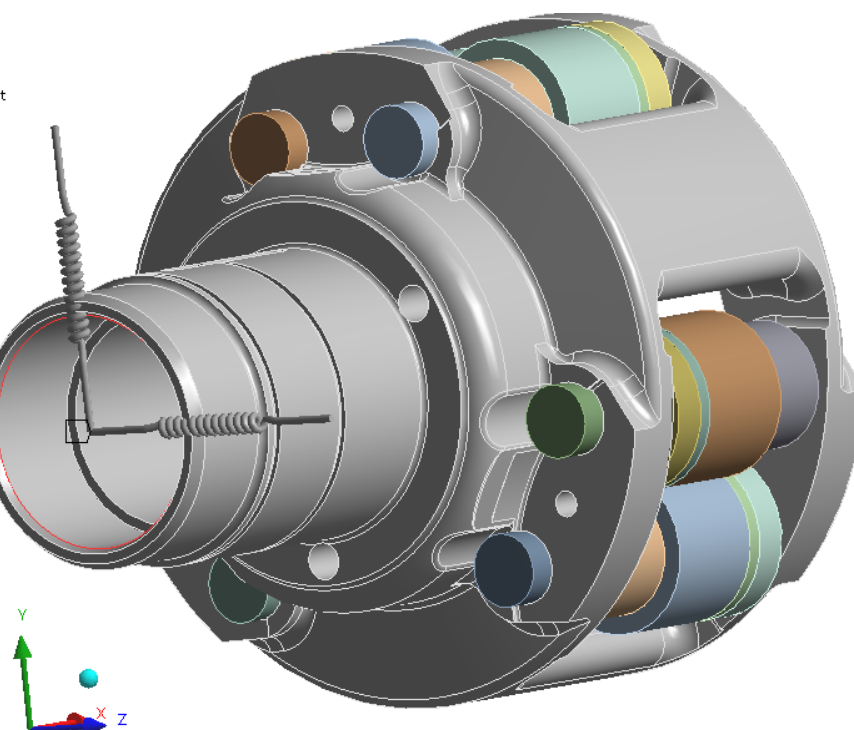
Na obrázku 19 je žlutě zvýrazněna plocha, kde je unašeč podepřen kuličkovým ložiskem. Těžišti této plochy bylo zabráněno všem posuvům.

Při výpočtech se bude brát zřetel na to, že kuličková ložiska umožňují naklopení až $10^{[6]}$. Tato skutečnost byla ošetřena použitím pružinek s co nejmenší tuhostí, aby byl výpočet co nejméně ovlivněn (viz obr. 20). V kapitole 8.1 bude velikost tuhosti pružin i naklopení ložiska uvedena, jelikož bude během výpočtu laděna.



Obr. 19 Žlutě zvýrazněná plocha, která je podepřena kuličkovým ložiskem a jejímž středem je zabráněno všem posuvům.

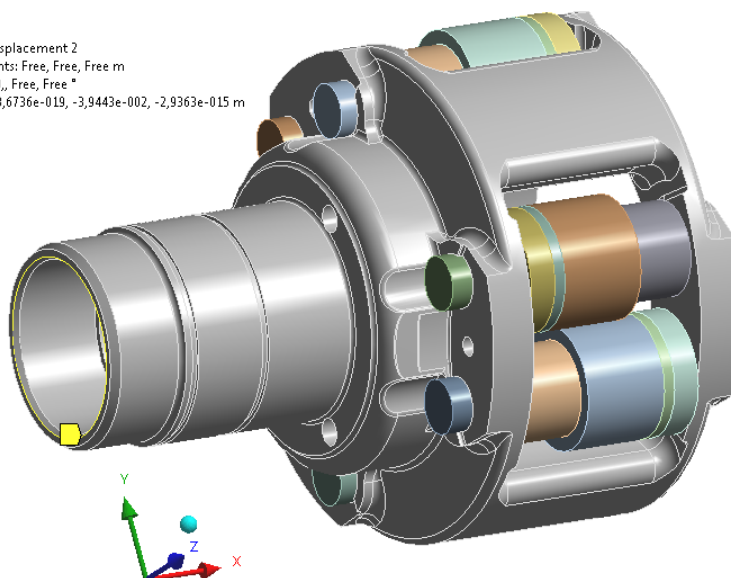
Remote Points
30.4.2011 22:06
Remote Point



Obr. 20 Aplikace pružin kvůli naklonění kuličkového ložiska

Při konečnoprvkové statické analýze musí být zabráněno pohybu unašeče jako tuhého celku. Proto je na žlutě zvýrazněné hraně na obrázku 21 zabráněno rotaci kolem osy x.

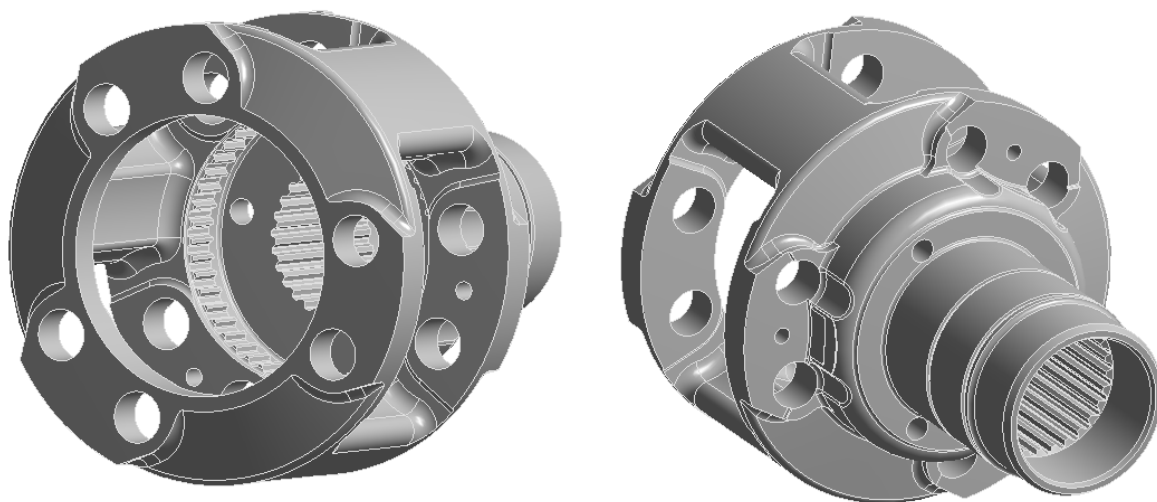
Remote Displacement 2
Time: 2, s
30.4.2011 21:55
Remote Displacement 2
Components: Free, Free, Free m
Rotation: 0, Free, Free °
Location: 8,6736e-019, -3,9443e-002, -2,9363e-015 m



Obr. 21 Odebrání rotace kolem podélné osy x

6. VYTVOŘENÍ A ÚPRAVY GEOMETRICKÉHO MODELU

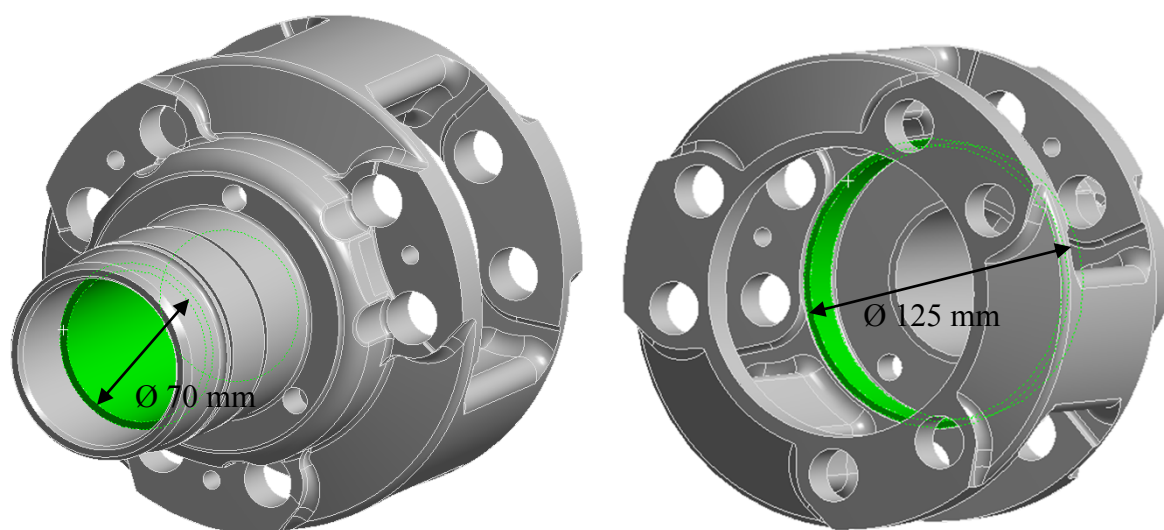
Zadavatelem byl dodán geometrický model unašeče (viz obr. 22):



Obr. 22 Geometrický model unašeče

6.1 Úprava vnitřního drážkování unašeče

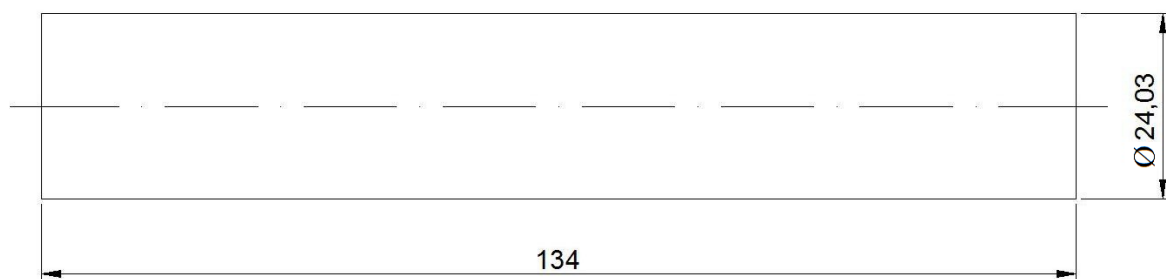
Jelikož vnitřní drážkování unašeče bylo zadavatelem zkontrolováno, nebylo jej zapotřebí při analýze zkoumat, a proto bylo odstraněno a následně nahrazeno válcovou plochou o průměru odpovídající hlavové kružnici drážkování (viz obr. 23).



Obr. 23 Náhrada vnitřního drážkování válcovou plochou

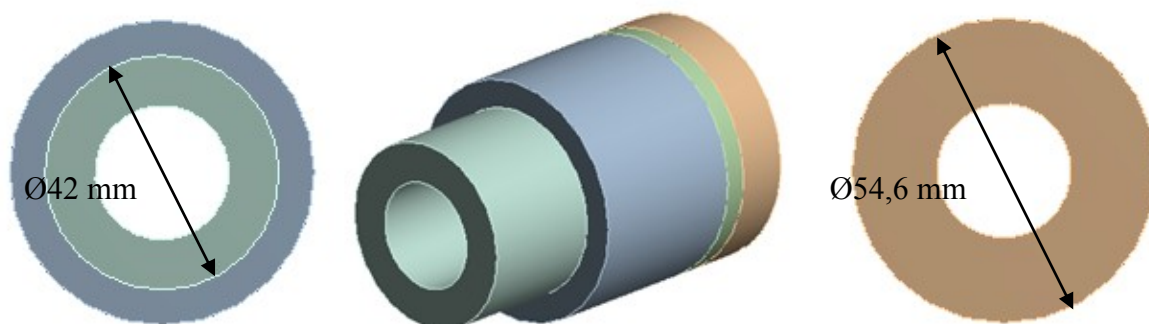
6.2 Čepy a satelity

Čepy byly vytvořeny s přesahem 0,03 mm, jak již bylo zmíněno v kapitole 5.3. Průměr všech čepů je stejný, a to 24,03 mm, délka čepu je 134 mm (viz obr. 24). Čep je vyroben z oceli 14 220, jejíž materiálové vlastnosti jsou uvedeny v kapitole 4.1. Díra, do které je čep lisován má průměr 24 mm.



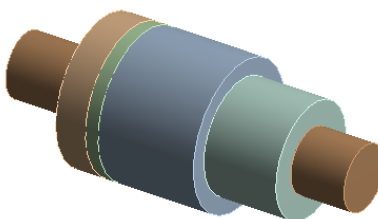
Obr. 24 Čep

Satelity, jež jsou zhotoveny ze stejné oceli jako čepy, byly nahrazeny dutými válci s vnějším průměrem 54,6 mm, který odpovídá patní kružnici ozubení a menším vnějším průměrem 42 mm (viz obr. 25).



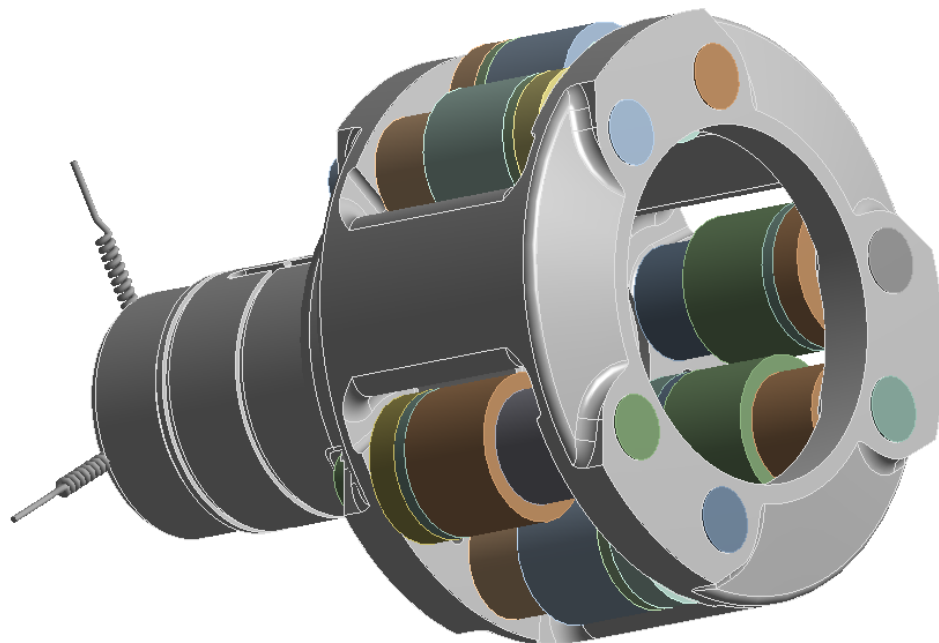
Obr. 25 Zjednodušená geometrie satelitu

Jehličková ložiska nebyla ve výpočtu uvažována. Jejich zahrnutí do výpočetního modelu by značně zvýšilo složitost a náročnost analýzy. Pro zjednodušení bylo uvažováno, že satelit je pevně nasazen na čepu, viz obrázek 26.

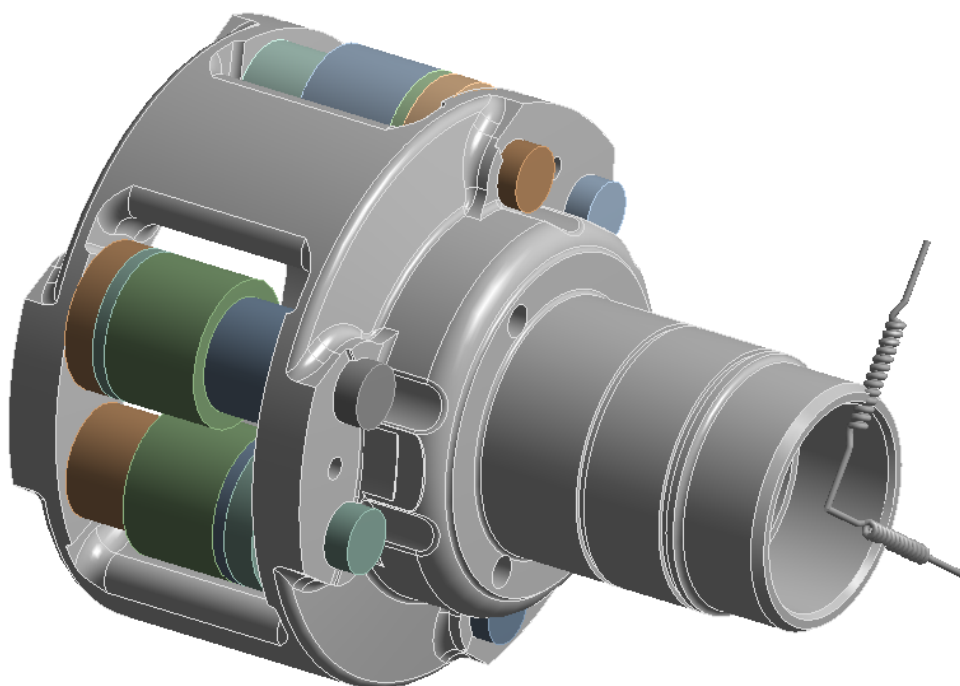


Obr. 26 Pevné nasazení válce simulujícího satelit na čep

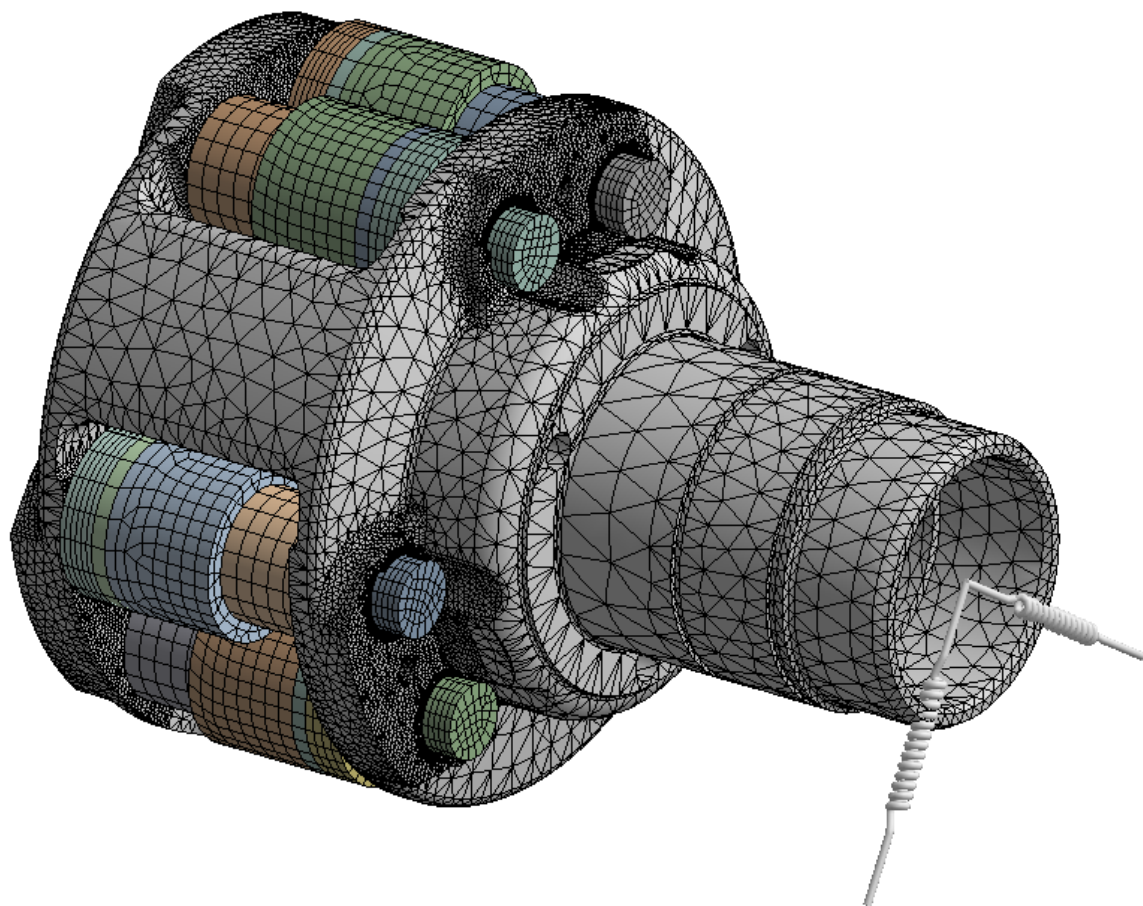
Na následujících dvou obrázcích 27 a 28 je vykreslen výpočetní geometrický model včetně čepů a na dalších dvou obrázcích 29 a 30 je výpočetní model diskretizovaný na konečné prvky. Čepy a satelity byly diskretizovány prvkem tvaru hexaedru a těleso unašeče tetraedry. Počet stupňů volnosti konečnoprvkového modelu byl $1,26 \cdot 10^6$.



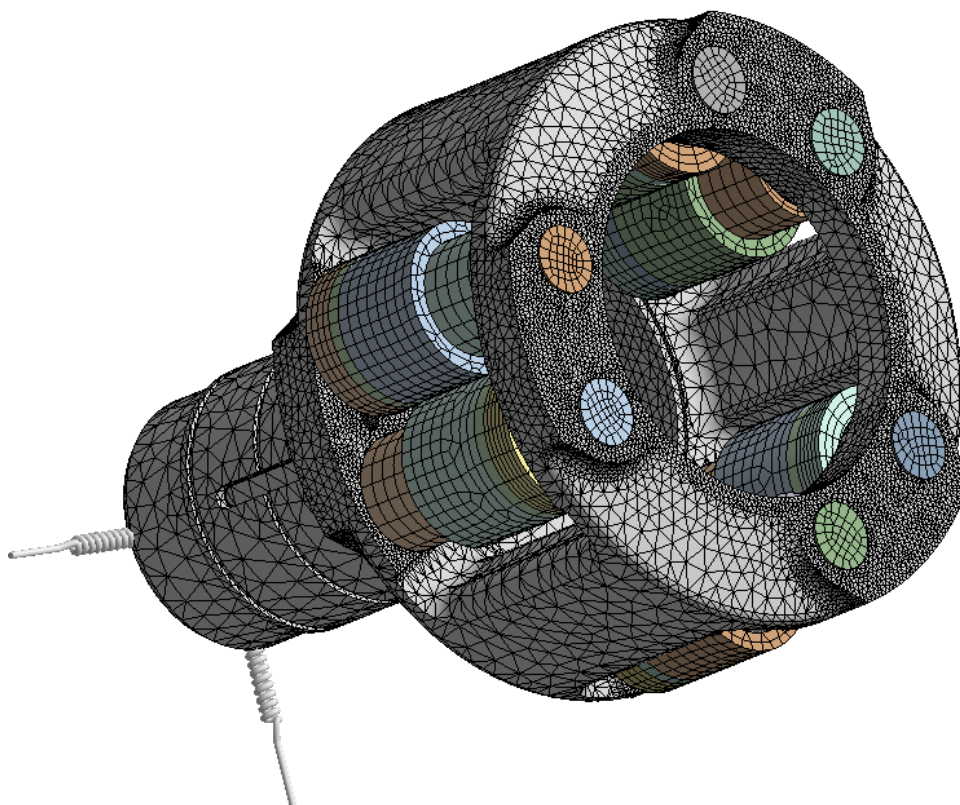
Obr. 27 Výpočetní geometrický model včetně čepů



Obr. 28 Výpočetní geometrický model včetně čepů



Obr. 29 Výpočetní model diskretizovaný na konečné prvky



Obr. 30 Výpočetní model diskretizovaný na konečné prvky

7. NASTAVENÍ A CHARAKTER VÝPOČTU

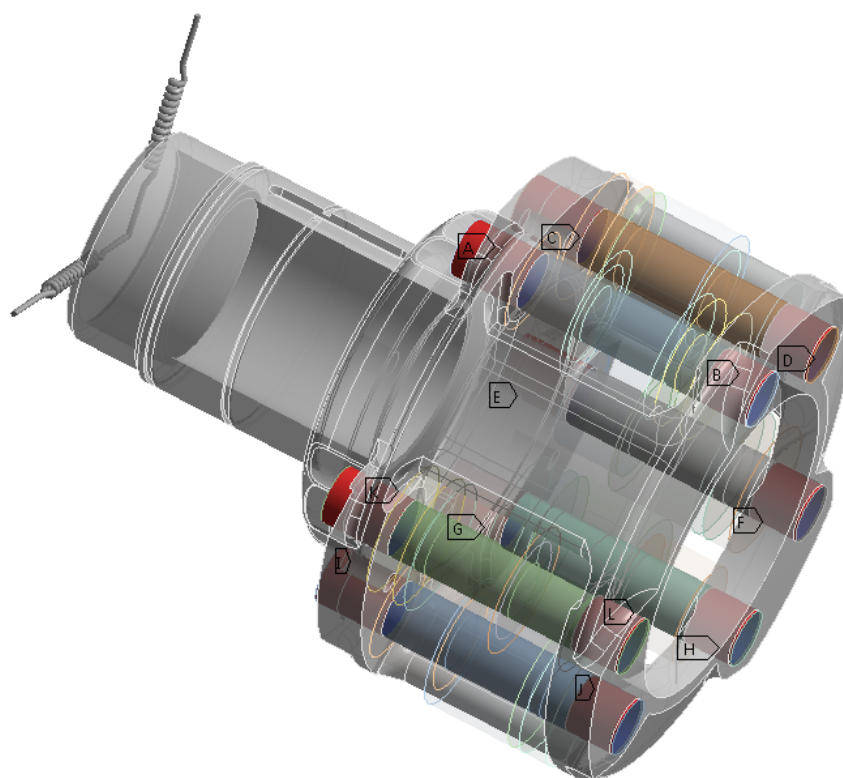
7.1 Nastavení kontaktních spojení

Úlohu lze charakterizovat jako nelineární statický výpočet. Nelinearita je zahrnuta použitím kontaktních prvků mezi čepy a tělesem unašeče. Nelinearita kontaktního spojení přenáší sílu pouze v jednom směru, a to tlakovém. Použití kontaktních prvků je nezbytné z důvodu nalisování čepů s přesahem. Pro výpočet byla zvolena nejméně příznivá varianta, a to přesah 0,03 mm, jak již bylo zmíněno v kapitole 5.3. Koeficient smykového tření v kontaktech mezi ocelí a litinou byl zvolen 0,2^[2] (viz 5.3.1).

Kontaktní místa jsou znázorněna na obrázku 31.

Items: 10 of 12 indicated
1.5.2011 18:31

- A Frictional - cep_1 To 442 0 2041 035 4
- B Frictional - cep_1 To 442 0 2041 035 4
- C Frictional - cep_1 To 442 0 2041 035 4
- D Frictional - cep_1 To 442 0 2041 035 4
- E Frictional - cep_1 To 442 0 2041 035 4
- F Frictional - cep_1 To 442 0 2041 035 4
- G Frictional - cep_1 To 442 0 2041 035 4
- H Frictional - cep_1 To 442 0 2041 035 4
- I Frictional - cep_1 To 442 0 2041 035 4
- J Frictional - cep_1 To 442 0 2041 035 4

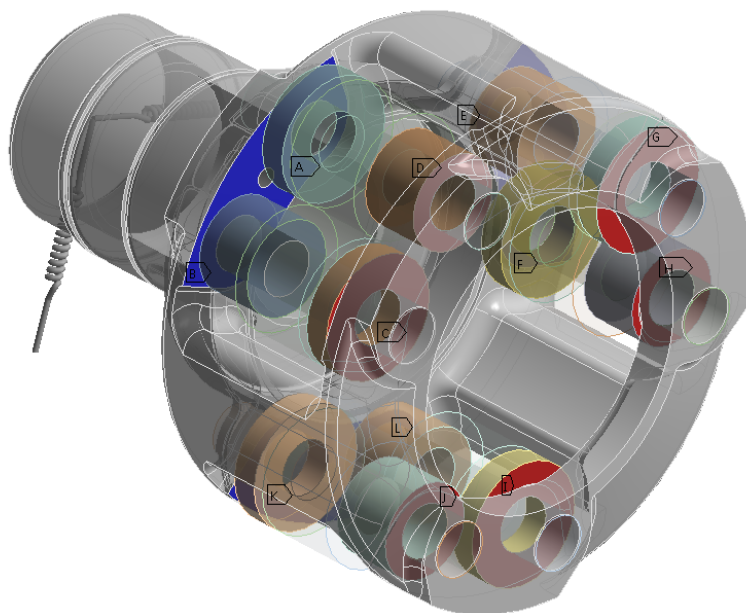


Obr. 31 Vyobrazení kontaktních míst mezi čepy a unašečem

Další kontaktní spojení bylo nastaveno mezi satelity a unašečem (viz obr. 32). Velikost koeficientu smykového tření bylo zvoleno velmi malé – 0,03, poněvadž tato tělesa nejsou pevně spojena a jsou mazána.

Items: 10 of 12 indicated
1.5.2011 19:28

A	Frictional - Solid To 442 0 2041 035 4
B	Frictional - Solid To 442 0 2041 035 4
C	Frictional - Solid To 442 0 2041 035 4
D	Frictional - Solid To 442 0 2041 035 4
E	Frictional - Solid To 442 0 2041 035 4
F	Frictional - Solid To 442 0 2041 035 4
G	Frictional - Solid To 442 0 2041 035 4
H	Frictional - Solid To 442 0 2041 035 4
I	Frictional - Solid To 442 0 2041 035 4
J	Frictional - Solid To 442 0 2041 035 4

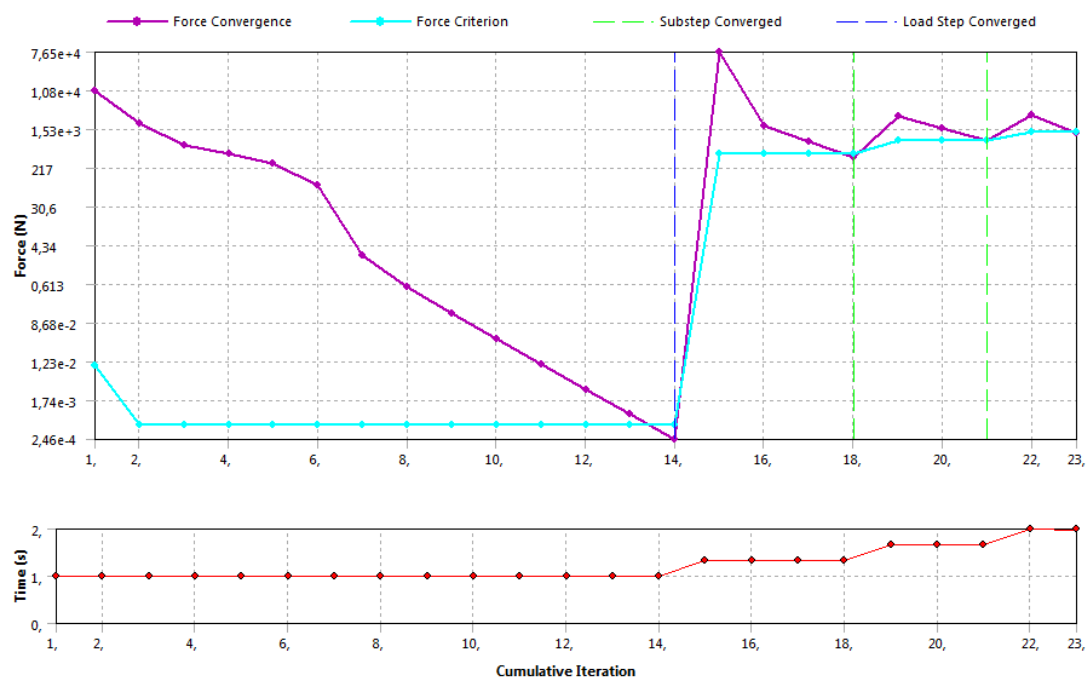


Obr. 32 Kontakt mezi satelitem a unašečem

7.2 Rozdělení výpočtu do zátěžných kroků

Úloha je rozdělena do dvou zátěžných kroků. V prvním zátěžném kroku je těleso zatíženo pouze přesahem a ve druhém kroku je součást zatížena silami na satelitech a krouticím momentem.

Výpočet byl proveden s tolerancí reziduálu sil pět procent. Konečnoprvková analýza byla uskutečněna v softwaru ANSYS Workbench 13.0. Konvergence probíhá tak, že dochází k porovnávání druhé mocniny součtu čtverců nerovnováhy sil (force imbalances) a součinu hodnoty (value)*tolerance, kde hodnota je typická referenční hodnota pro daný druh analýzy.^[3]



Obr. 33 Konvergence sil

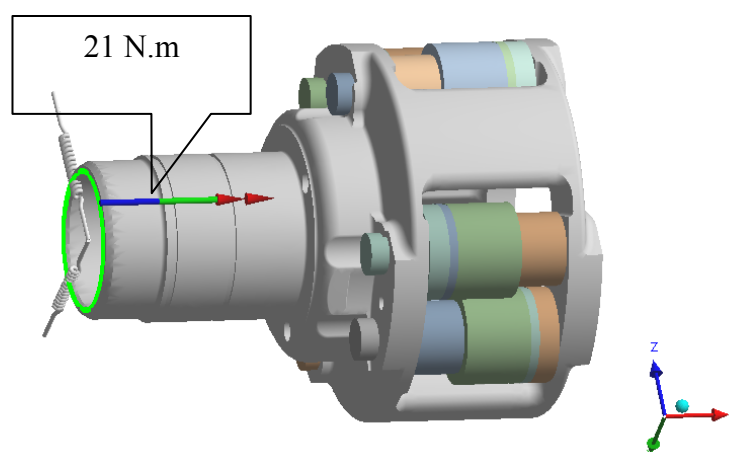
Podle obrázku 33 je zřejmé, že první zátěžný krok zkonvergoval po čtrnácti iteracích a kritická síla byla vyčíslena na $5 \cdot 10^{-4}$ N. Druhý krok byl rozdělen na tři substepy (podkroky). První zkonvergoval po čtyřech iteracích (kritická síla = 450,3 N), druhý po třech iteracích (kritická síla = 900,5 N) a třetí také po třech iteracích (kritická síla = 1351 N).

8. VÝSLEDKY PEVNOSTNÍ ANALÝZY

8.1 Kontrola reakcí

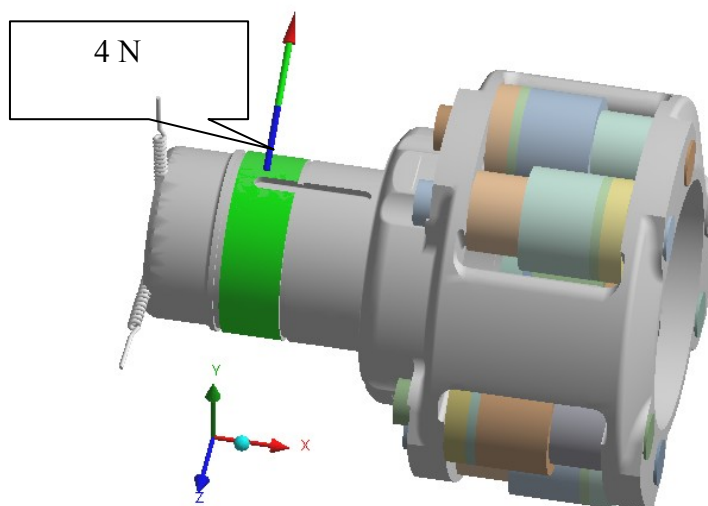
Jako kontrola správnosti výpočtu byla vyčíslena hodnota momentové reakce v okrajové podmínce, jež zabráňuje rotaci unašeče kolem osy x (viz obr. 21). Pokud je výpočet korektní, měla by se hodnota momentové reakce blížit nule. Vypočtená hodnota byla 21 N · m (viz. obr. 34), což je v porovnání se zatížením 16 508 N · m zanedbatelně malé číslo. Procentuální vyjádření:

$$\frac{21}{16508} \cdot 100 = 0,127\%. \quad (8.1.1)$$



Obr. 34 Momentová reakce v okrajové podmínce [N.m]

Dále byla vyhodnocena silová reakce v ložisku (viz okrajová podmínka na obrázku 19). Velikost této reakce je 4 N (viz obr. 35). Podle předpokladu se blíží nule, protože síly na obrázku 16 jsou rozloženy rotačně symetricky.

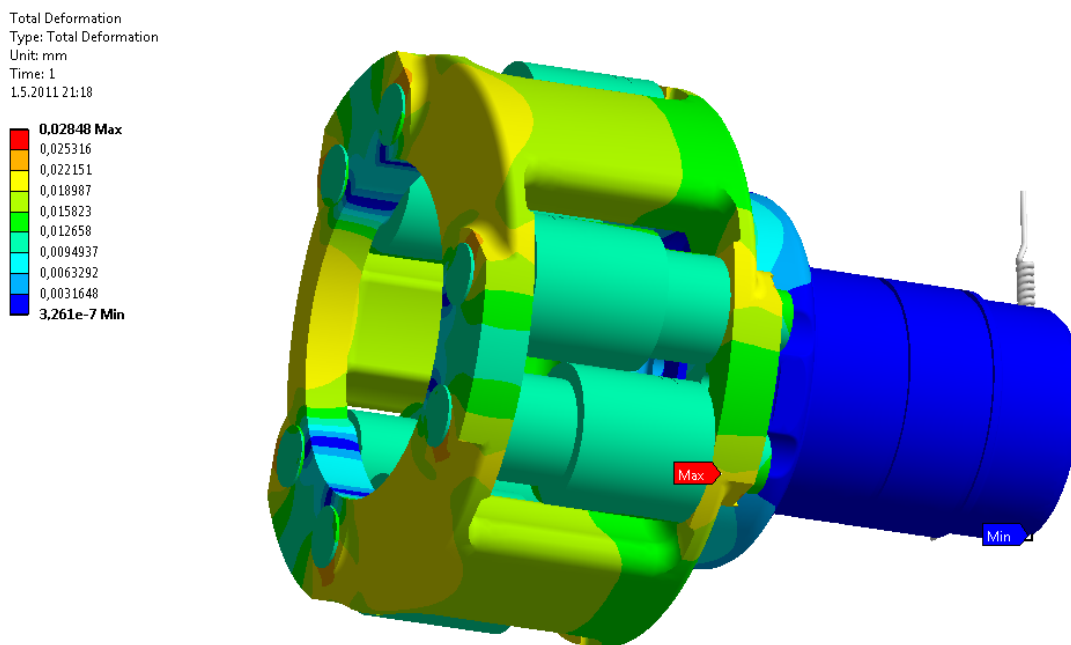


Obr. 35 Silová reakce v okrajové podmínce, [N]

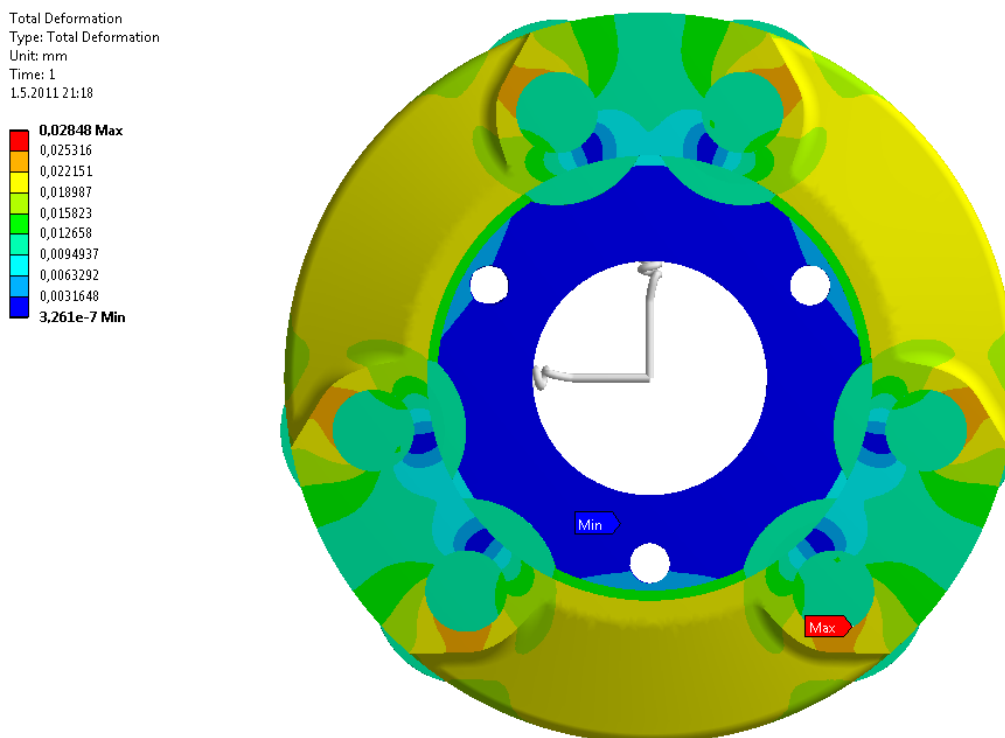
Velikost tuhosti pružin byla zvolena na 50 N/mm. Velikost reakce v pružinách nepřesahuje $1 \cdot 10^{-6}$ N a prodloužení není vyšší než $1 \cdot 10^{-7}$ mm.

8.2 Pole celkového posunutí a redukovaného napětí od nalisování

Celková posunutí vyvolaná přesahem jsou minimální, a to do hodnoty 0,028 mm. Maximální celkové posunutí je označeno nálepkou max a nachází se uvnitř díry (viz obr. 36 a obr. 37)



Obr. 36 Celkové posunutí vyvolané přesahem – pootočený pohled, [mm]

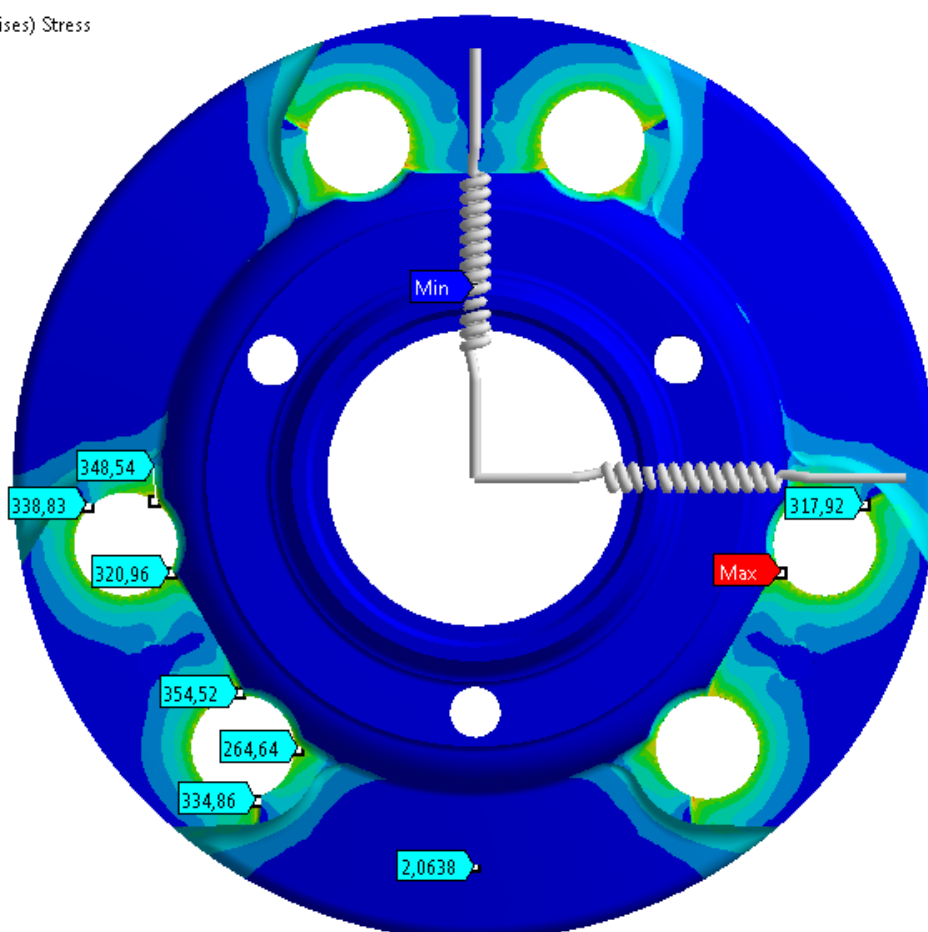
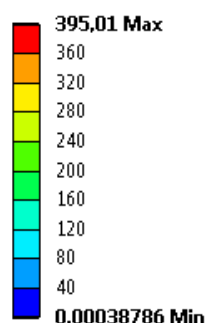


Obr. 37 Celkové posunutí vyvolané přesahem – čelní pohled, [mm]

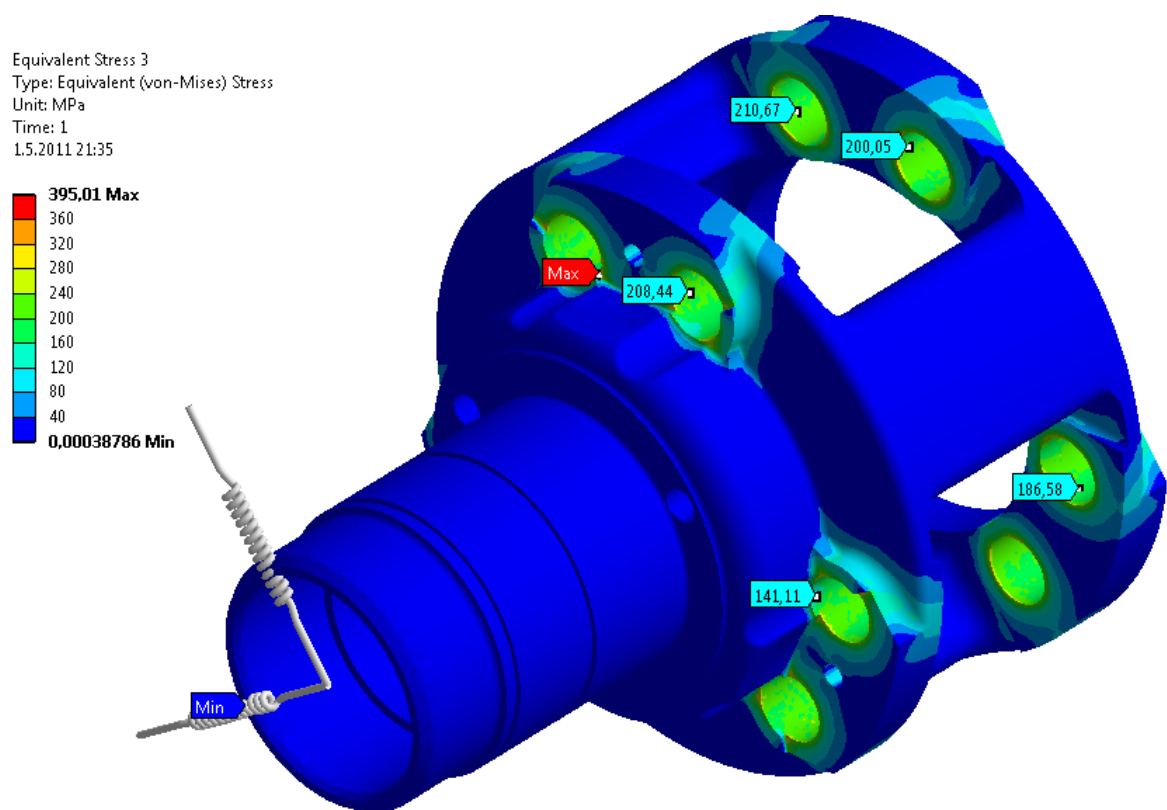
Na obrázcích 38, 39 a 40 je vyobrazeno pole redukovaného napětí dle HMM od nalisování čepů s maximálním přesahem 0,03 mm. Hodnoty napětí se v díře pohybují v rozmezí 150 – 230 MPa. Maximální napětí 395 MPa je na kraji díry a je označeno nálepkou max. V reálu jsou hrany sražené, čili zde napětí klesne. Na krajích děr je napětí vyšší, nežli uvnitř (nejčastěji 300 MPa).

Napětí vyvolaná přesahem 0,03 mm jsou vysoká, vzhledem k tomu, že se k této hodnotě bude přičítat napětí od zatížení silami na satelitech. Z čehož plyne doporučení snížit maximální přesah, pokud je toto technologicky a konstrukčně možné.

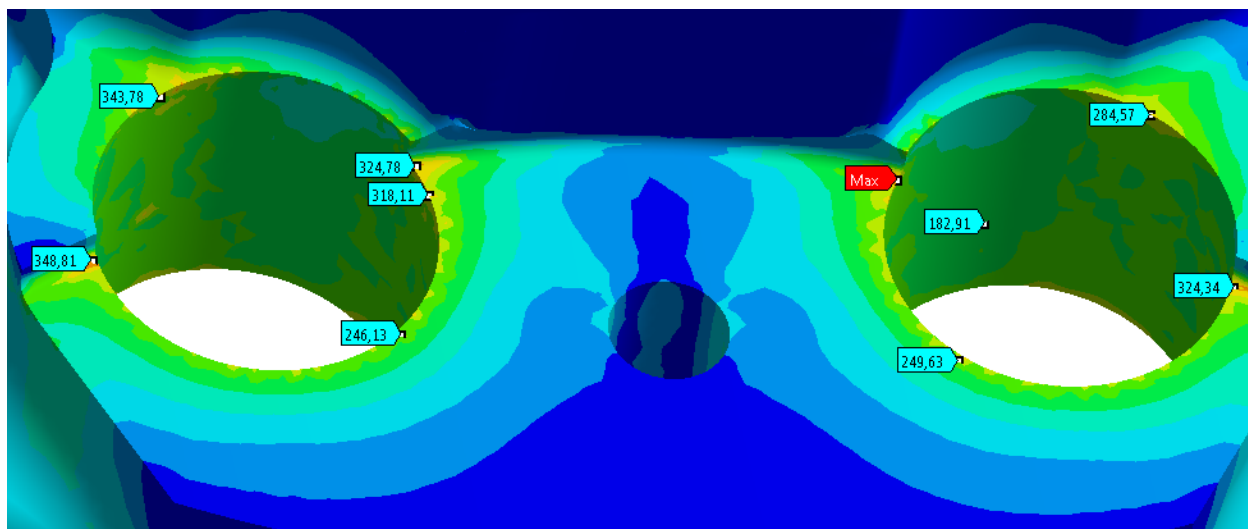
Equivalent Stress 3
Type: Equivalent (von-Mises) Stress
Unit: MPa
Time: 1
1.5.2011 21:35



Obr. 38 Pole redukovaného napětí od nalisování na unašeči – čelní pohled, [MPa]

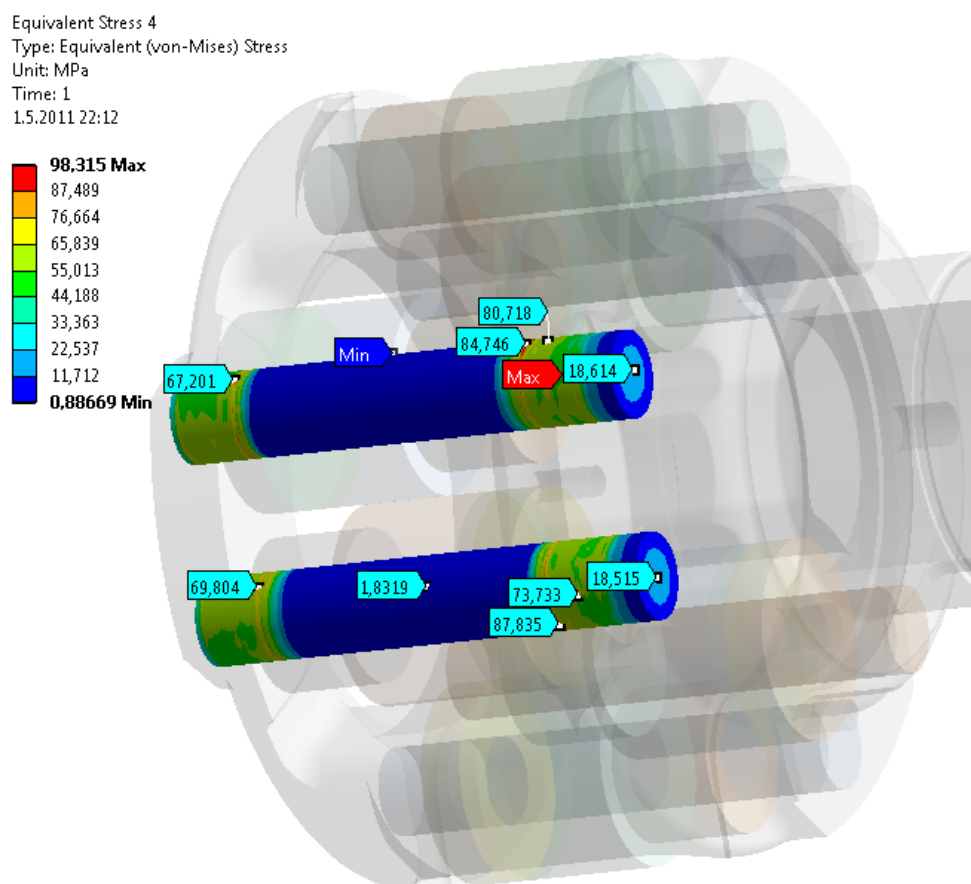


Obr. 39 Pole redukovaného napětí od nalisování na unašeči – pootočený pohled, [MPa]



Obr. 40 Pole redukovaného napětí od nalisování na unašeči – detail, [MPa]

Na obrázku 41 je znázorněno pole redukovaného napětí na čepu, maximální napětí je zde 98 MPa a je nižší než napětí, které vzniká nalisováním v unašeči.



Obr. 41 Pole redukovaného napětí na čepu, [MPa]

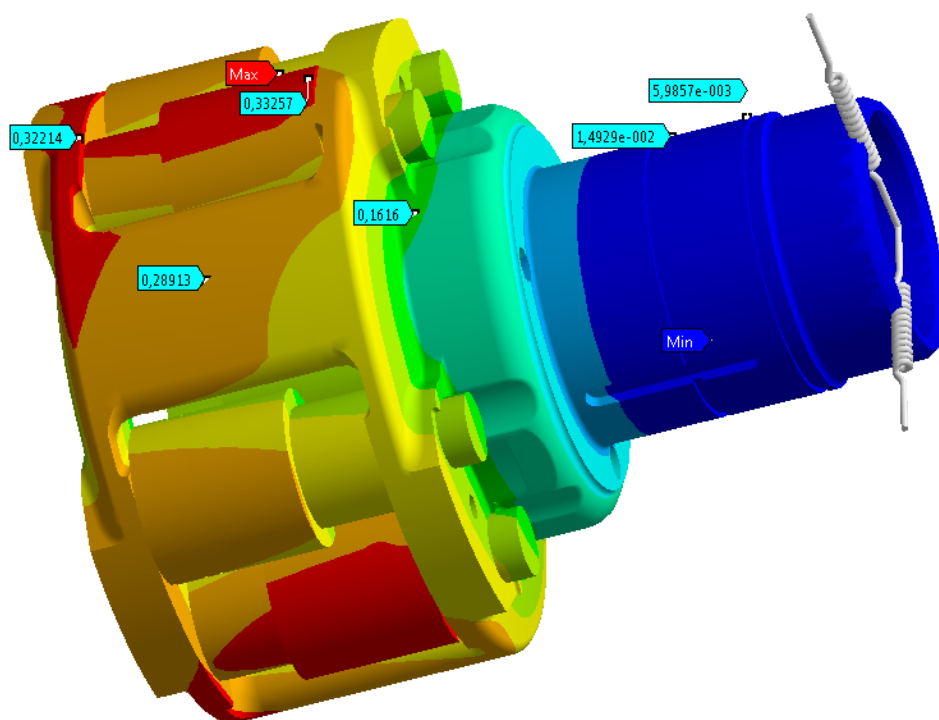
8.3 Pole celkového posunutí od nalisování a zatížení satelitů

Pole celkového posunutí unašeče včetně čepů a satelitů je uvedeno na obrázcích 42, 43 a 44. Maximální hodnota celkového posunutí 0,352 mm je označena opět štítkem max a je na satelitu.

Na obrázku 45 je pole celkového posunutí samotného unašeče. Maximální celkové posunutí se vyskytuje na horním čele unašeče (0,329 mm). Unašeč se zkroutí kolem jeho osy.

Total Deformation
Type: Total Deformation
Unit: mm
Time: 2
1.5.2011 22:23

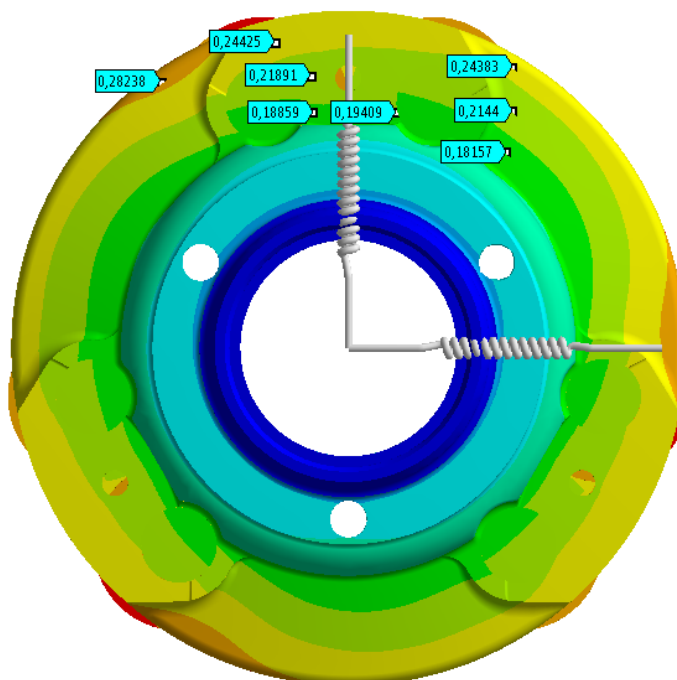
0,352 Max
0,31291
0,27383
0,23474
0,19565
0,15656
0,11748
0,078387
0,0393
0,00021195 Min



Obr. 42 Pole celkového posunutí unašeče – potočený pohled, [mm]

Total Deformation
Type: Total Deformation
Unit: mm
Time: 2
1.5.2011 22:27

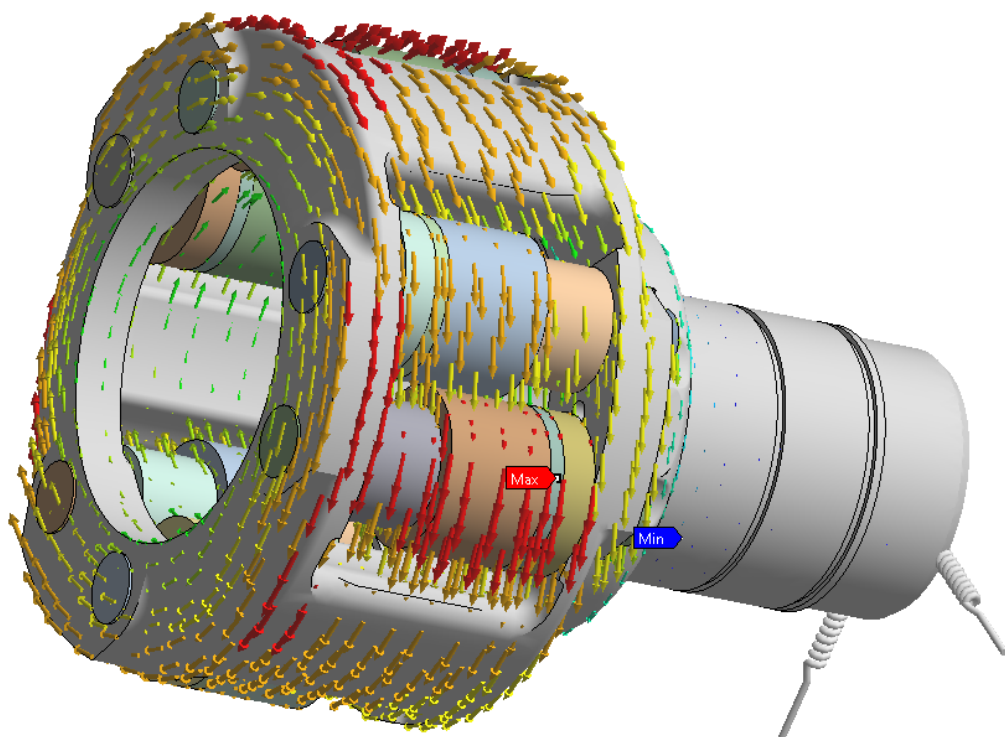
0,352 Max
0,31291
0,27383
0,23474
0,19565
0,15656
0,11748
0,078387
0,0393
0,00021195 Min



Obr. 43 Pole celkového posunutí unašeče – čelní pohled, [mm]

Total Deformation
Type: Total Deformation
Unit: mm
Time: 2
1.5.2011 22:36

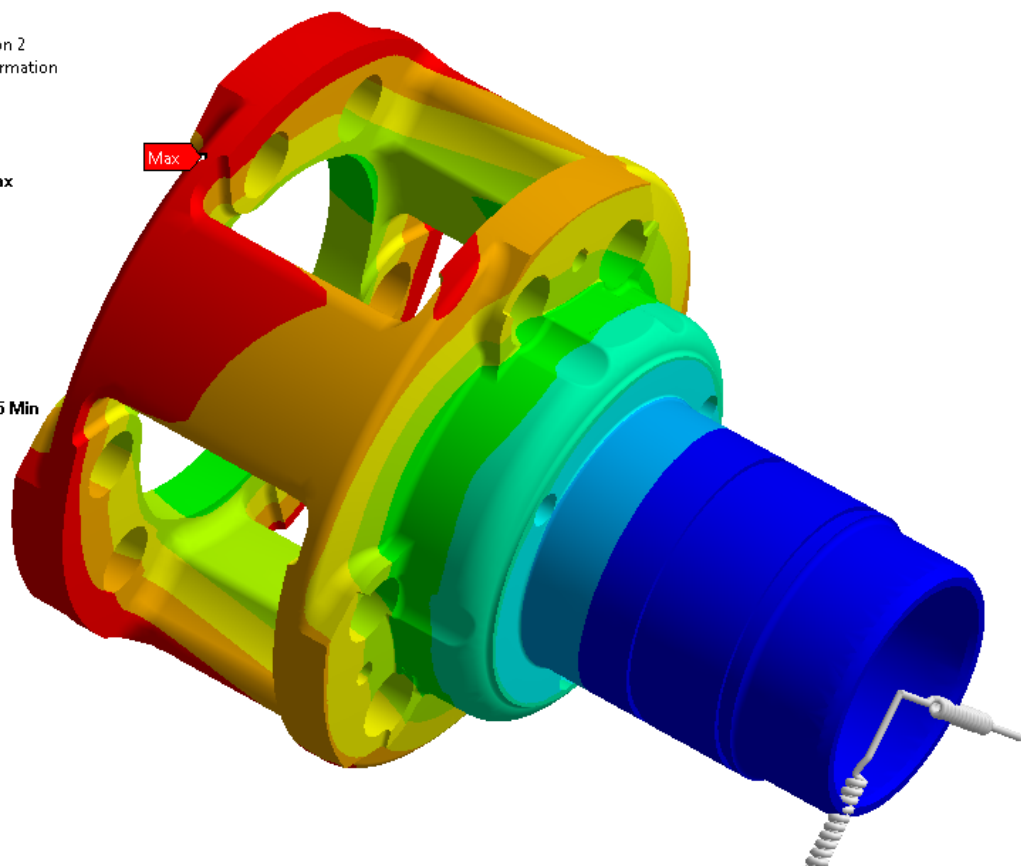
0,352 Max
0,31291
0,27383
0,23474
0,19565
0,15656
0,11748
0,078387
0,0393
0,00021195 Min



Obr. 44 Pole celkového posunutí unašeče v mm, vektorové zobrazení

Total Deformation 2
Type: Total Deformation
Unit: mm
Time: 2
5.5.2011 23:41

0,32925 Max
0,29269
0,25613
0,21957
0,18301
0,14645
0,10989
0,073331
0,036771
0,00021195 Min

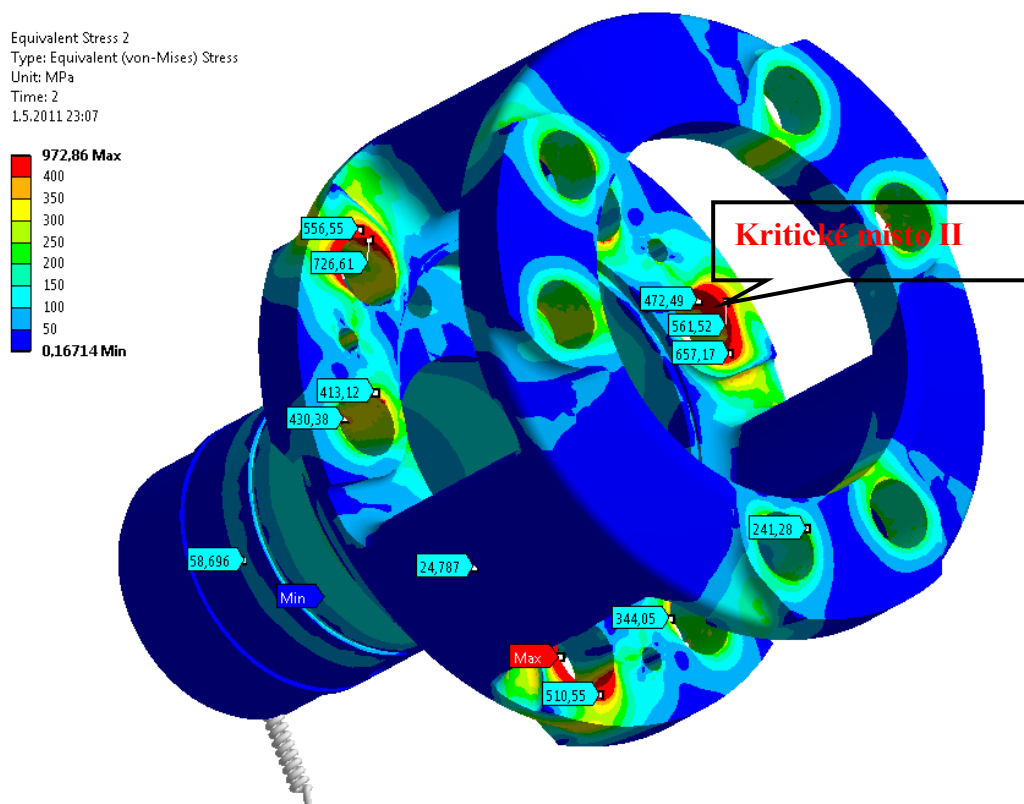


Obr. 45 Pole celkového posunutí samotného unašeče, [mm]

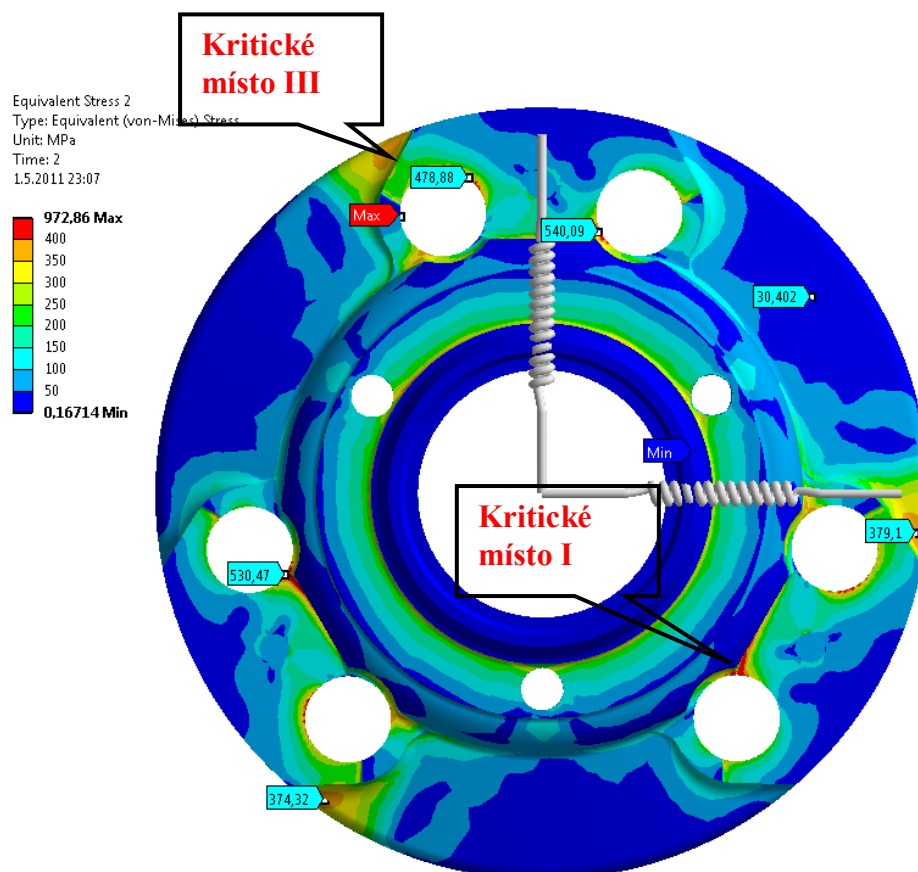
Vzájemné posunutí krajních bodů ložiska má hodnotu $8,9433 \cdot 10^{-3}$ mm, což odpovídá naklonění o úhel $0^{\circ} 0' 58,19''$. Z toho lze usoudit, že okrajové podmínky byly aplikovány správně. V kapitole 5.4 bylo uvedeno, že maximální dovolené natočení kuličkového ložiska je $10^{[6]}$, čili tato hodnota nebyla překročena. Jak již bylo řečeno v kapitole 8.1, velikost tuhosti pružin byla zvolena na 50 N/mm a reakce v nich se blíží nule.

8.4 Pole redukovaného napětí unašeče od nalisování a zatížení satelitů

Pole redukovaného napětí dle HMH je vyobrazeno na obrázcích 46 a 47. Červená kontura odpovídá 95% meze kluzu tvárné litiny ČSN 42 2307, tedy 400 MPa. Z obrázků vyplývá, že součást je předimenzována v oblasti obou čel a také spojovacích ramen a že je poddimenzována na hranicích děr, kde vzniká špička napětí. Maximální hodnota napětí se nachází na hranici díry a je označena nálepkou max (973 MPa).

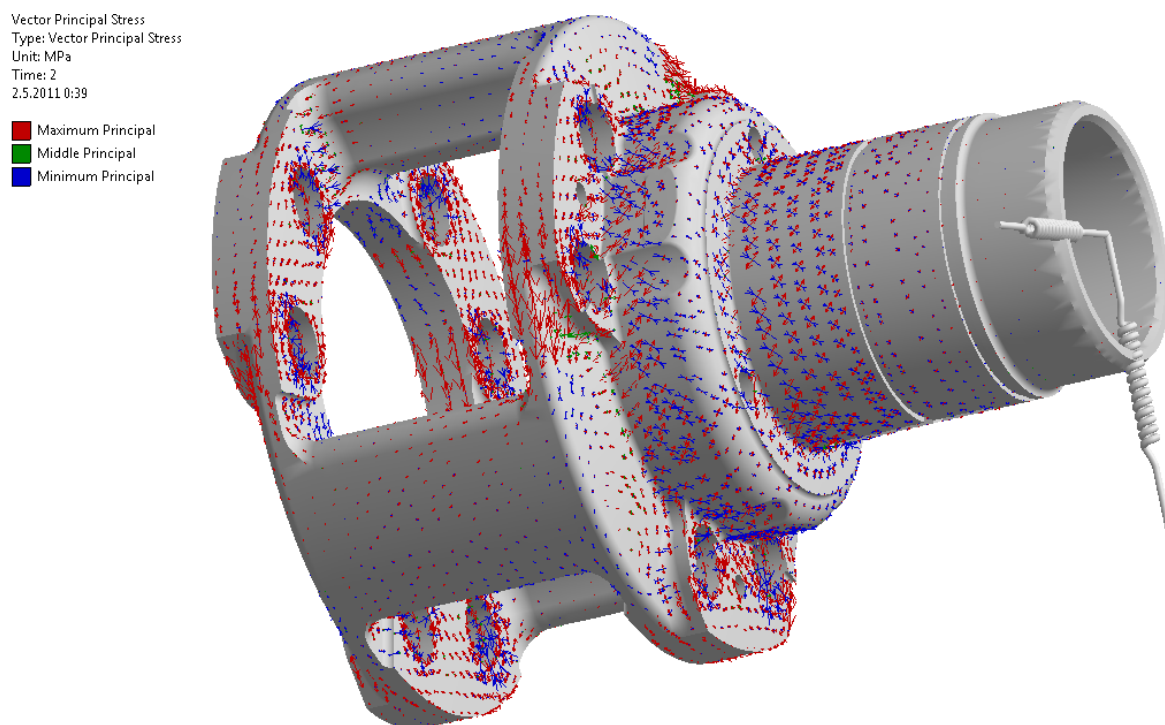


Obr. 46 Redukované pole napětí, [MPa]



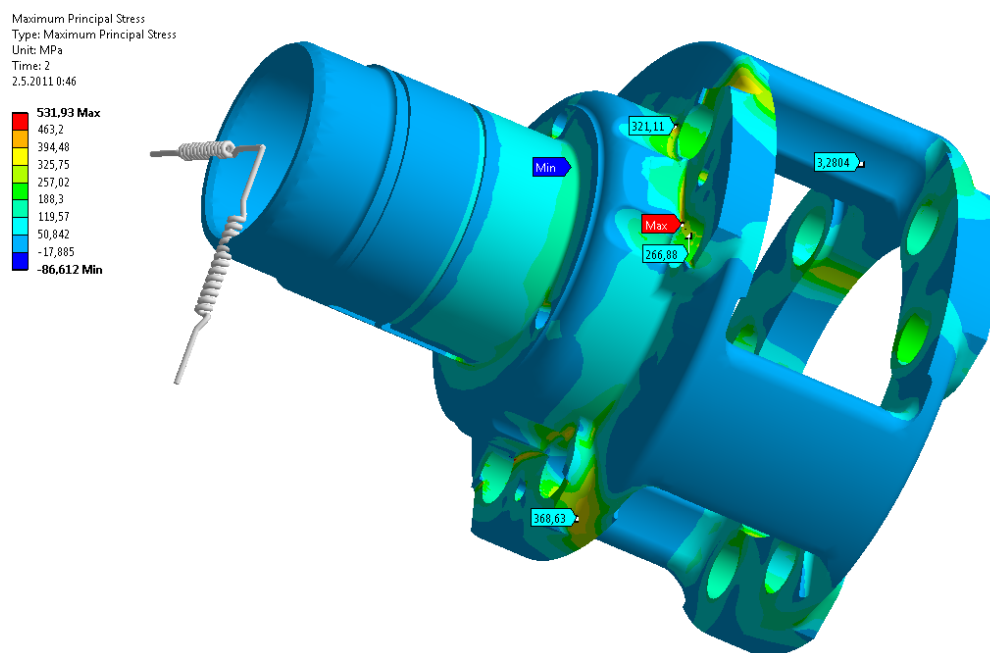
Obr. 47 Redukované pole napětí – čelní pohled, [MPa]

Pro litinové materiály platí, že mez pevnosti v tlaku je vyšší než mez pevnosti v tahu, a to o 300 MPa. Proto jsou na obrázku 48 vykresleny směry hlavních napětí. Minimální (třetí) hlavní napětí odpovídá tlaku (modrá barva) a maximální (první) tahu (červená barva).

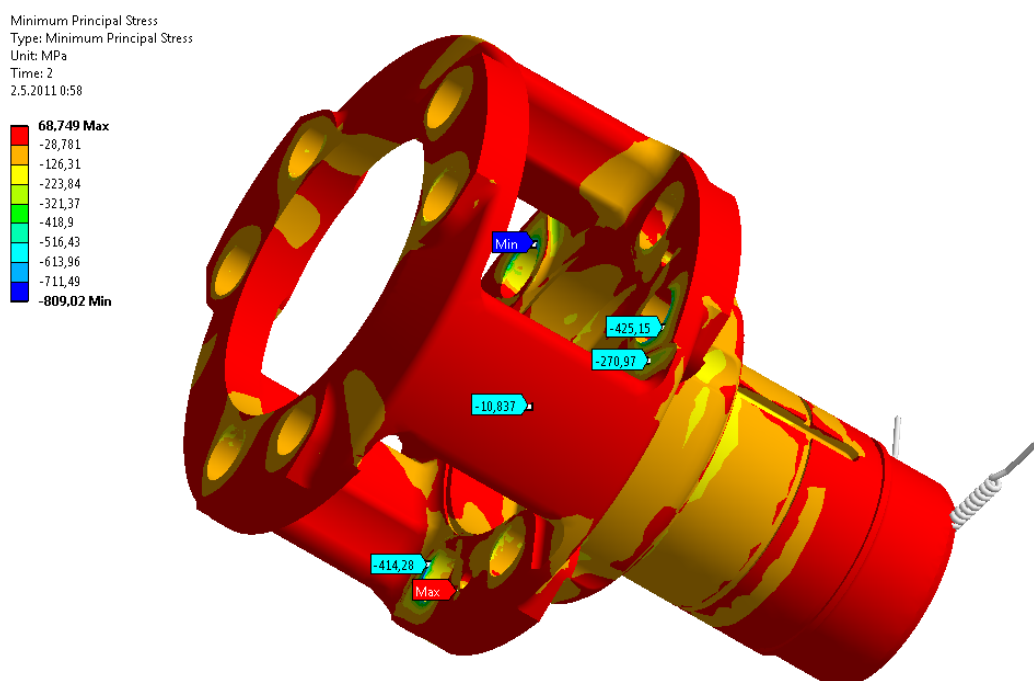


Obr. 48 Rozlišení namáhání – tah a tlak

Následně je vyčíslena hodnota prvního hlavního napětí (tahového namáhání). Z obrázku 49 lze vyčíst, že velikost prvního hlavního napětí je 532 MPa, působící v kritickém místě I. Na obrázku 50 je vyčísleno třetí hlavní napětí s minimálním napětím 809 MPa, jež je lokalizováno v kritickém místě II a označeno štítkem min.



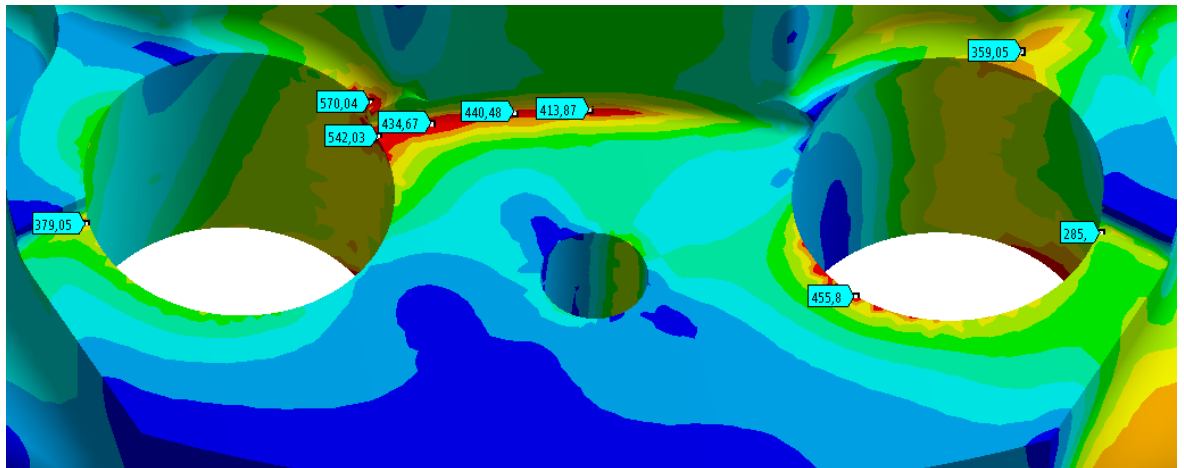
Obr. 49 První hlavní napětí, [MPa]



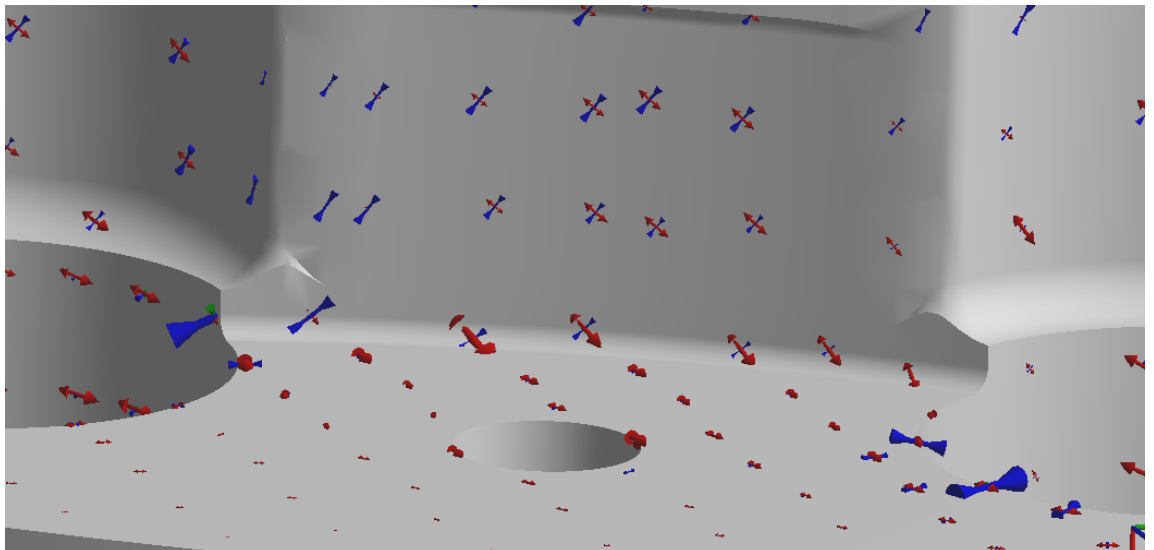
Obr. 50 Třetí hlavní napětí, [MPa]

Kritické místo I:

- je vyobrazeno na obrázku 51 a na obrázku 52 je rozlišení hlavních napětí
- je v zaoblení, kde by mohla litina praskat
- v tomto zaoblení dochází ke krutu, protože hlavní napětí svírá se zatížením úhel 45° (mez pevnosti v krutu je 630 MPa, viz tabulka 1)
- doporučení – zvýšit poloměr zaoblení



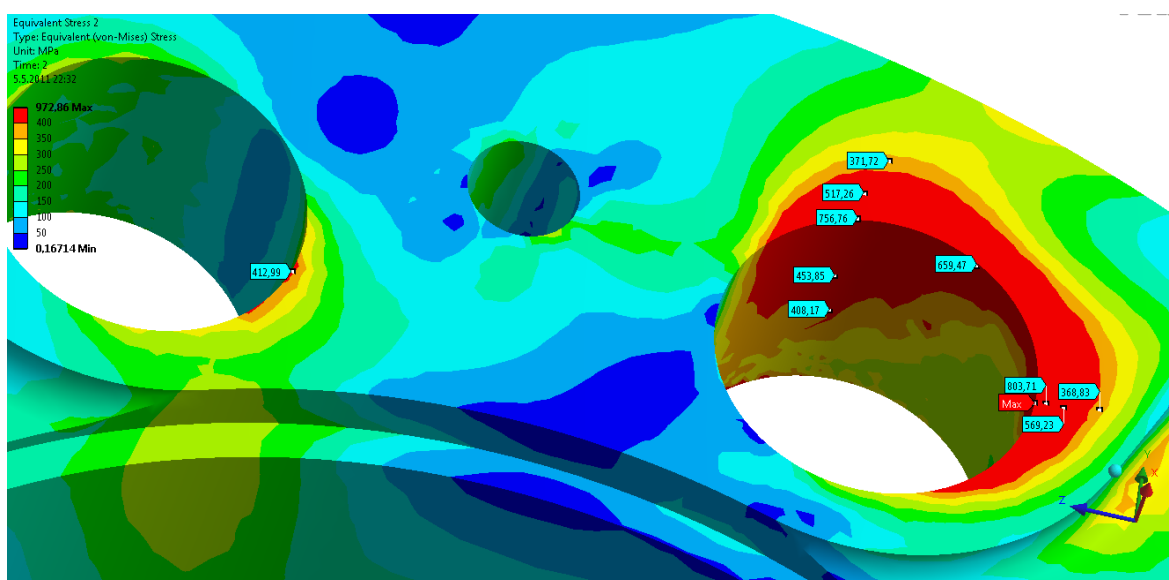
Obr. 51 Detail pole redukovaného napětí na čele unašeče, [MPa]



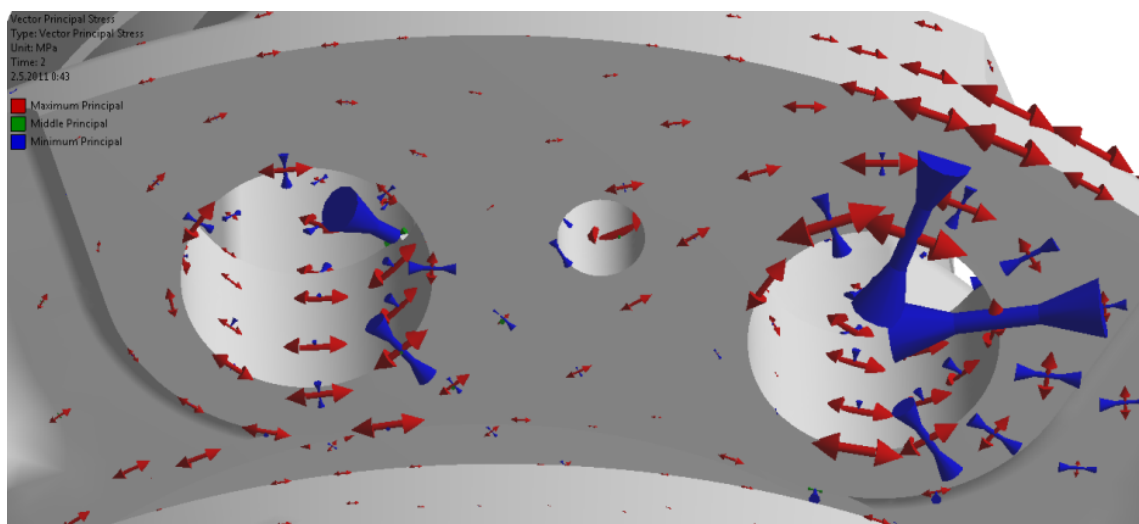
Obr. 52 Detail na kritické místo I – vznik krutu

Kritické místo II:

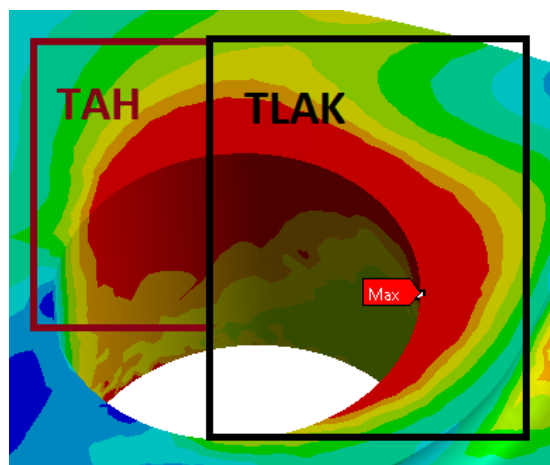
- je vyobrazeno na obrázku 53 a na obrázku 54 a) je rozlišení hlavních napětí
- je v díře, na kterou působí větší síla od satelitů - 103 299 N
- maximální hodnota napětí je 973 MPa (převyšuje mez pevnosti v tahu litiny ČSN 42 2307 o 39%; viz tabulka 2)
- na obrázcích 55 a 56 je vykresleno první a třetí hlavní napětí (nebyla překročena mez pevnosti litiny v tlaku ani v tahu)
- působí zde tahové i tlakové namáhání, na obrázku 54 b) je rozlišeno, které napětí převládá v pravé a v levé části díry



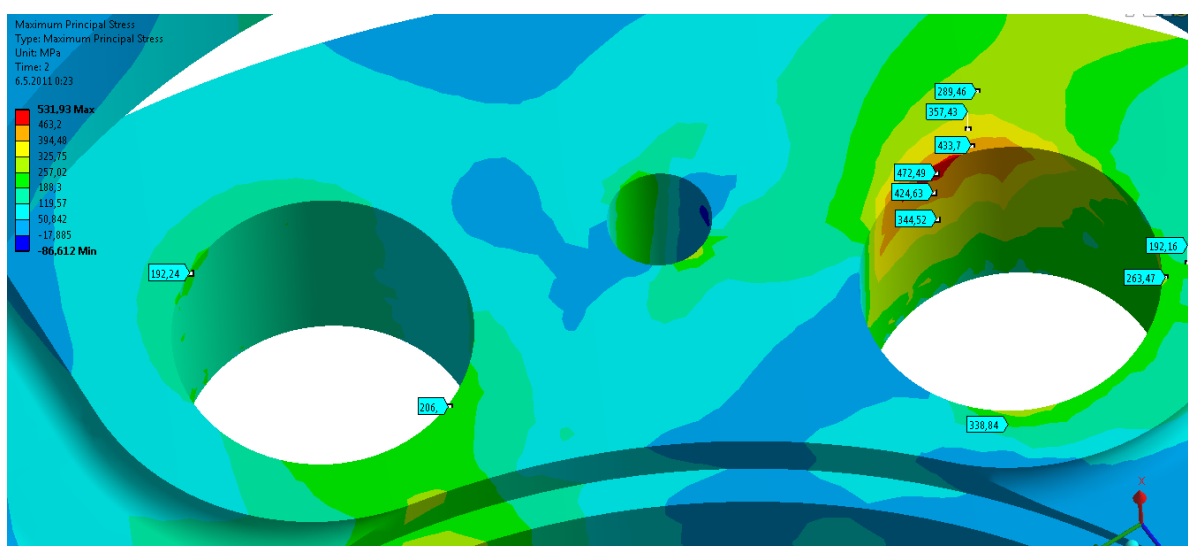
Obr. 53 Detail pole redukovaného napětí – kritické místo II, [MPa]



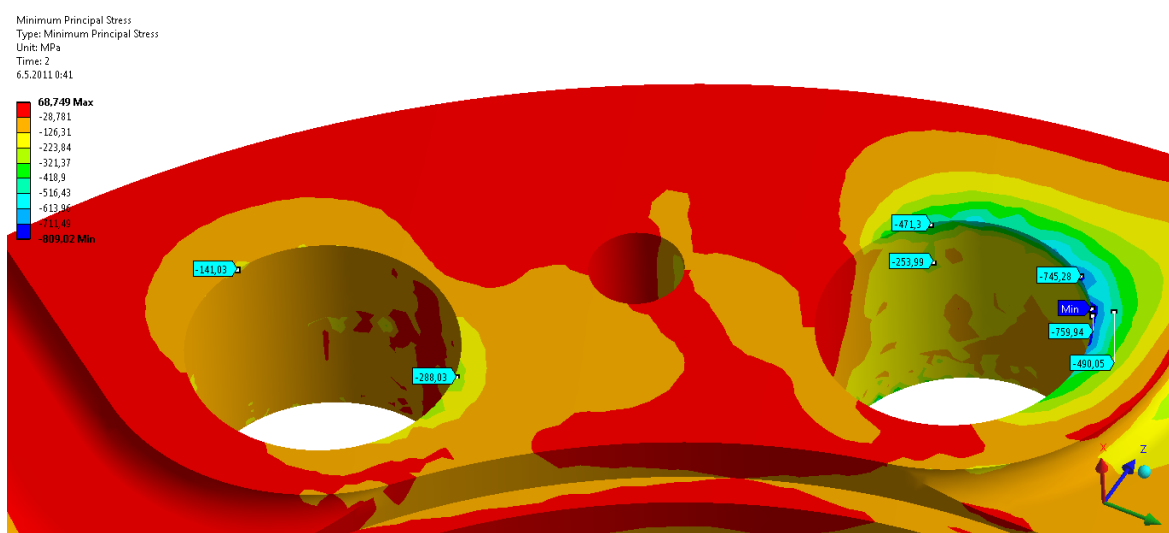
Obr. 54 a) Rozlišení hlavních napětí – tah a tlak, detail na kritické místo II



Obr 54 b) Rozlišení hlavních napětí – tah a tlak, detail na kritické místo II



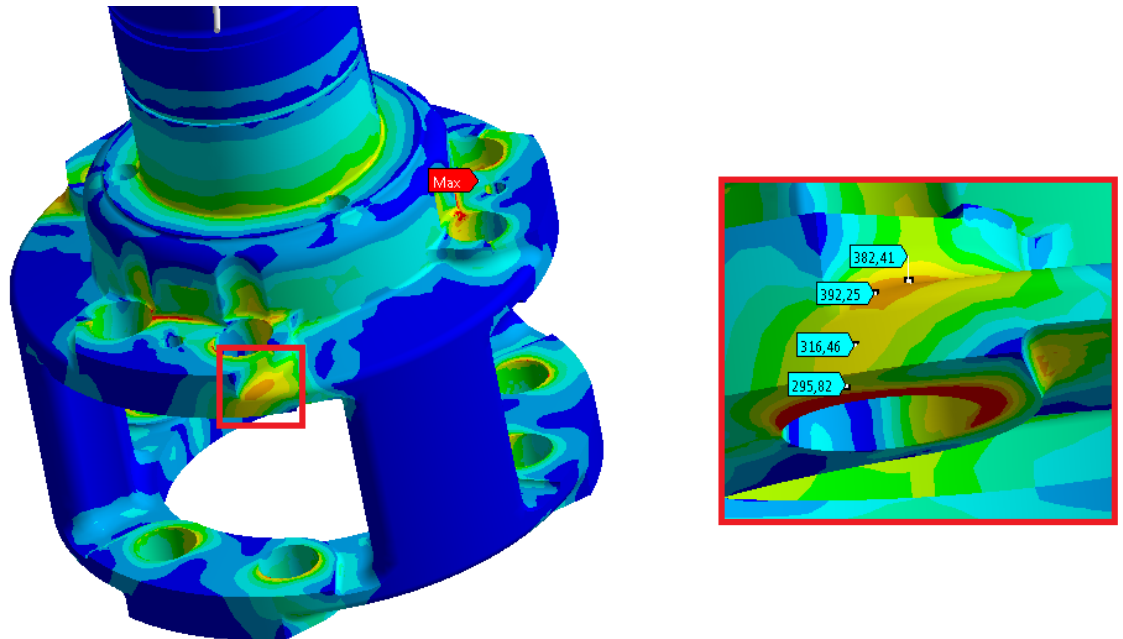
Obr. 55 První hlavní napětí – detail na okraj díry (kritické místo II), [MPa]



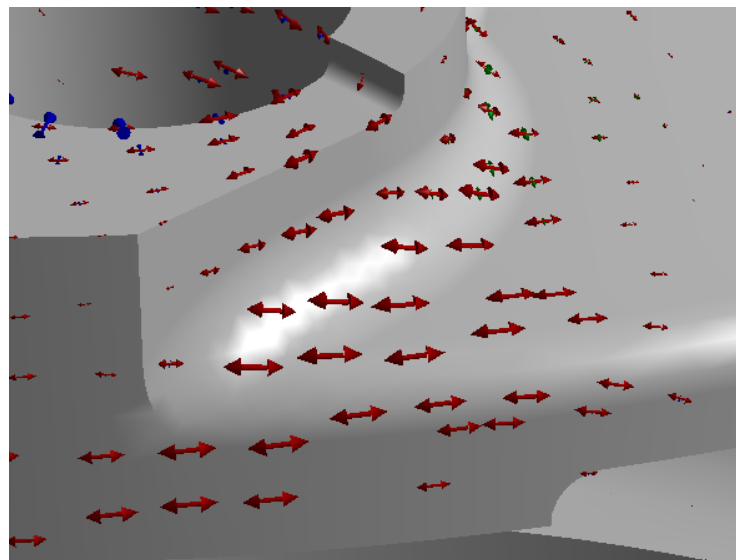
Obr. 56 Třetí hlavní napětí – detail na okraj díry (kritické místo II), [MPa]

Kritické místo III:

- je vyobrazeno na obrázku 57 a na obrázku 58 je rozlišení hlavních napětí
- působí zde tahové namáhání
- maximální hodnota napětí je zde 390 MPa
- doporučení – přidat materiál



Obr. 57 Kritické místo unašeče III, [MPa]

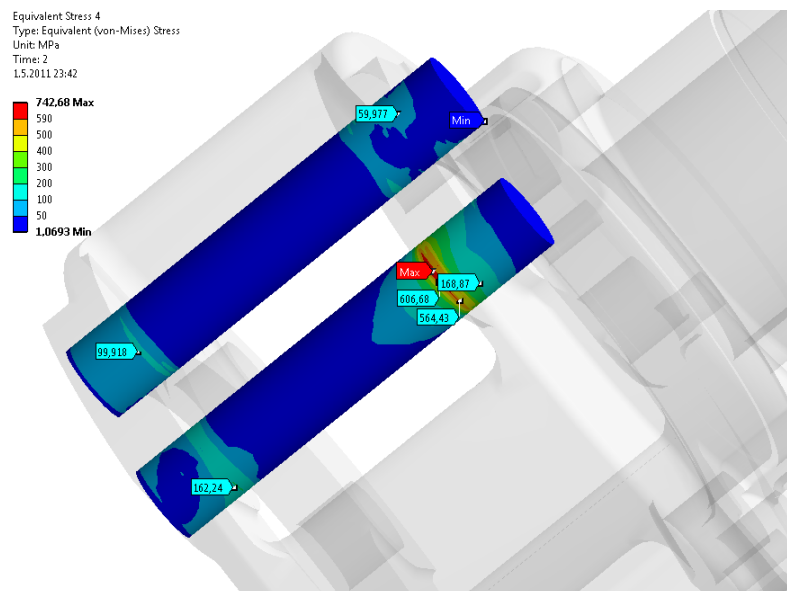


Obr. 58 Rozlišení hlavních napětí – tah a tlak, detail na kritické místo III

Okraje děr:

- na obrázcích 51, 53 a 57 jsou vykresleny okraje děr
- vzniká zde lokální zvýšení napětí
- vlivem nalisování a zatížení se okraje otlačí
- doporučení – srazit hrany

8.5 Pole redukovaného napětí čepů od nalisování a zatížení satelitů

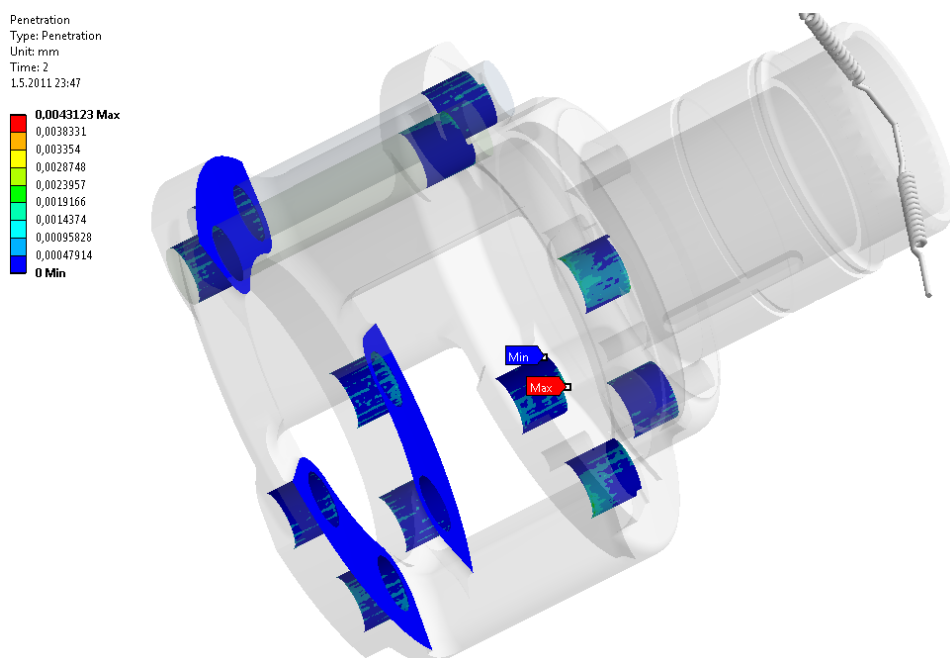


Obr. 59 Pole redukovaného napětí v čepu, [MPa]

Na obrázku 59 je zobarezeno rozložení napětí na čepích. Lze vidět, že čep, který je zatížen menší silou od satelitů (viz obr. 16), je dostatečně nadimenzován. Druhý čep, jenž je zatížen silou vyšší, překračuje v kritickém místě mez kluzu (viz tabulka 1) až o 94 MPa (16 %).

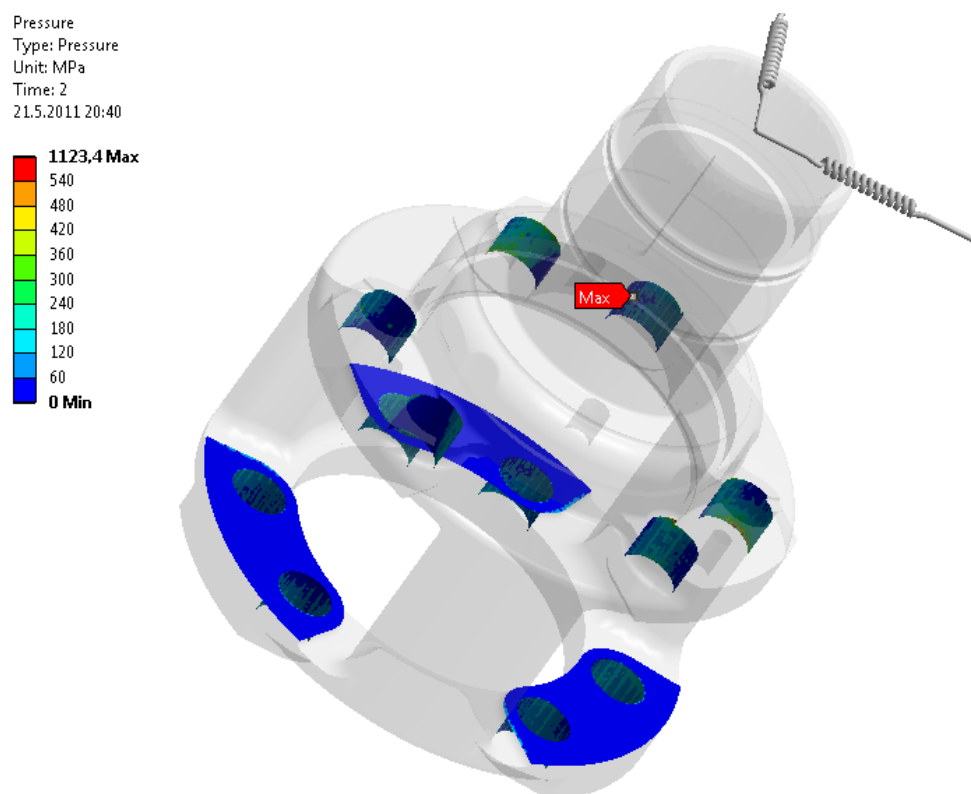
8.6 Namáhání v kontaktních spojeních

Poněvadž jsou čepy nalisovány s přesahem 0,03 mm (viz kapitola 5.3), jsou také vyčísleny hodnoty penetrace (průniku), které jsou řádově nižší, než je přesah (0,0043 mm, viz obr. 60). Penetraci lze zpřesnit (zmenšit), ale značně by to zvýšilo náročnost výpočtu.

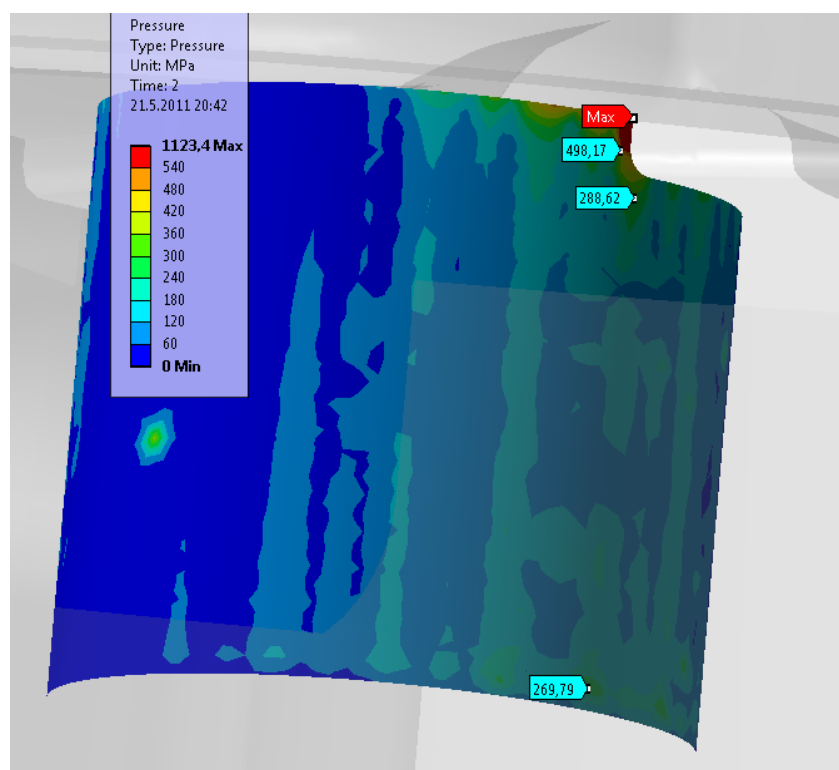


Obr. 60 Penetrace, [mm]

Tlak, který vzniká v kontaktu mezi unašečem a čepem, dosahuje hodnoty až 1 123 MPa (viz obr. 61 a obr. 62), ale to jen na okraji děr (viz roh na obr. 51). Na ostatních místech tlak nepřekračuje 500 MPa (hodnota pevnosti v tlaku pro tvárnou litinu ČSN 42 2307 je 1 000 MPa – viz kapitola 4.2). Jak již bylo zmíněno v kapitole 8.4, toto místo se vlivem působení nalisování a zatížení otlačí a tlak se poté zmenší.



Obr. 61 Tlak v kontaktu mezi unašečem a čepem, [MPa]



Obr. 62 Tlak v kontaktu mezi unašečem a čepem - detail na místo s maximálním tlakem, [MPa]

Třecí kontaktní napětí je opět maximální na okraji díry (viz roh na obr. 51). Dosahuje maximální hodnoty 224 MPa (viz obr. 63), ale po nalisování a zatížení dojde k otlacení místa a zmenšení třecího kontaktního napětí.



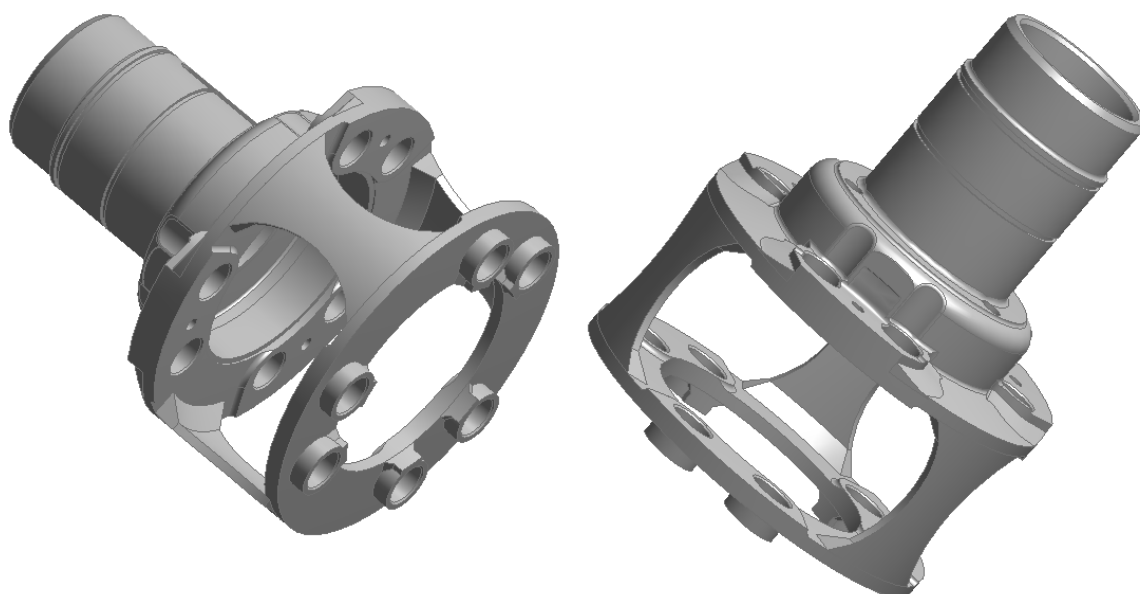
Obr. 63 Třecí kontaktní napětí, detail na kritické místo

9. MODIFIKACE UNAŠEČE ZA ÚČELEM SNÍŽENÍ NAPĚTÍ

Dále budou postupně rozepsány jednotlivé úpravy tvaru unašeče. Hlavním cílem těchto úprav bylo snížení napětí a hmotnosti součásti. Původní hmotnost byla:

$$m_{puv} = 12 \text{ kg.} \quad (9.1.1)$$

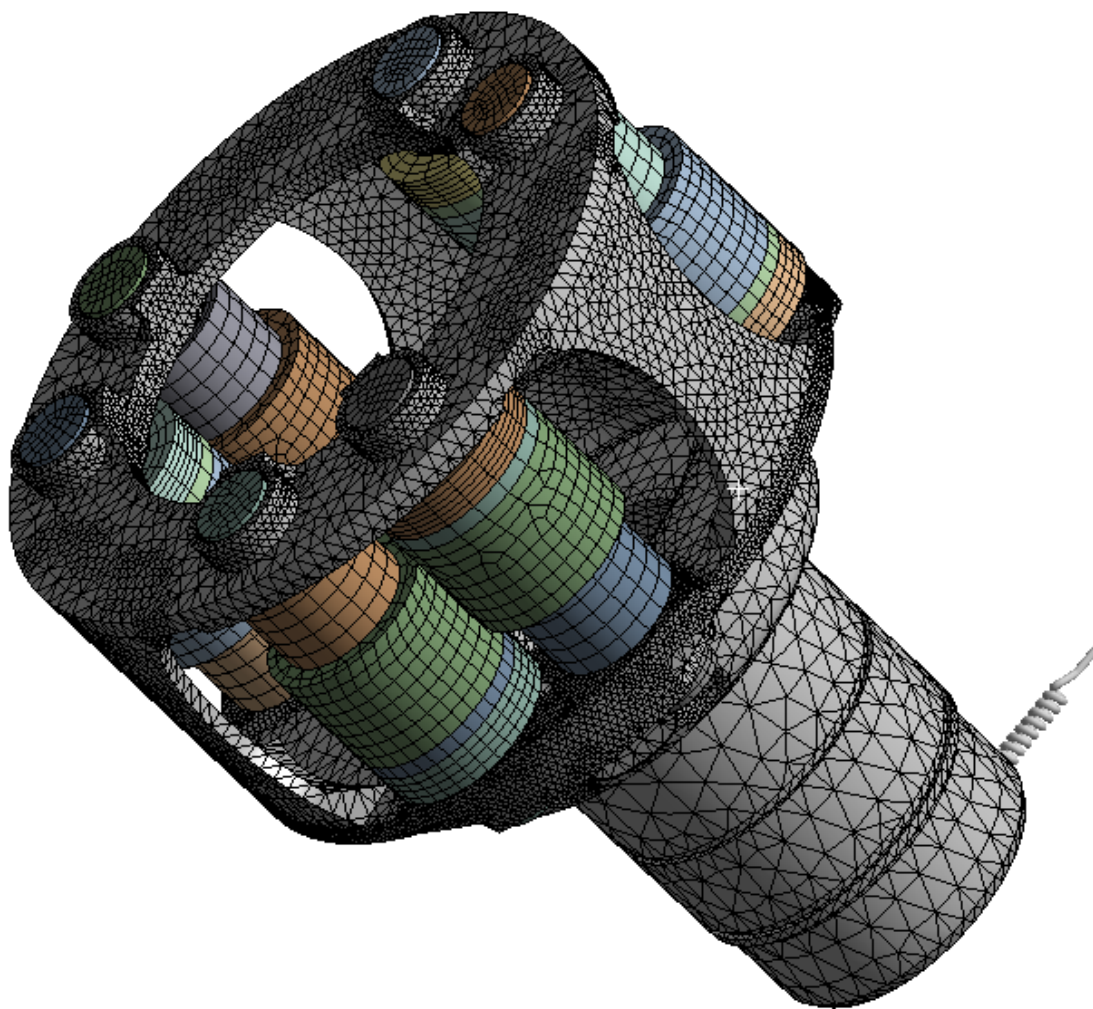
Celkový pohled na modifikovanou geometrii unašeče je uveden na obrázku 64. Úkolem je stanovit minimální jádro, jež udrží napětí. Veškeré navržené změny nepřehlížejí k technologii výroby odlitku unašeče, proto je potřeba tento návrh dále doplnit o technologické přídatky.



Obr. 64 Optimalizovaný tvar unašeče

Při úpravě geometrie jsme zkoušeli zpoddanit čepy (vytvořením průchozích děr v čepích), ale tato úprava nepřinesla zlepšení.

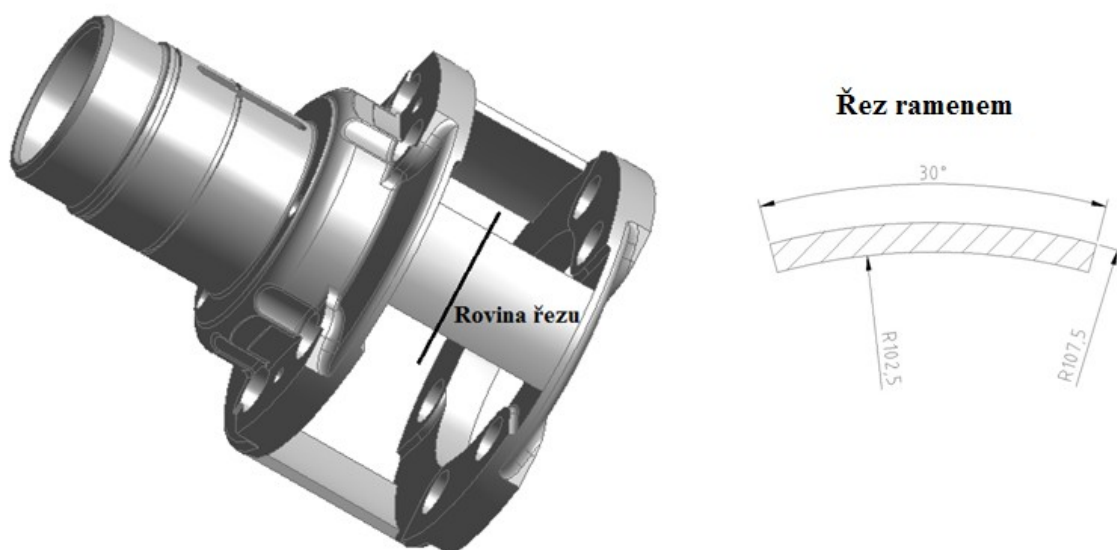
Na následujícím obrázku 65 je vykreslen výpočetní model diskretizovaný na konečné prvky. Čepy a satelity byly diskretizovány prvkem tvaru hexaedru a těleso unašeče tetraedry. Počet stupňů volnosti konečnoprvkového modelu je $1,33 \cdot 10^6$.



Obr. 65 Výpočetní model upravené součásti diskretizovaný na konečné prvky

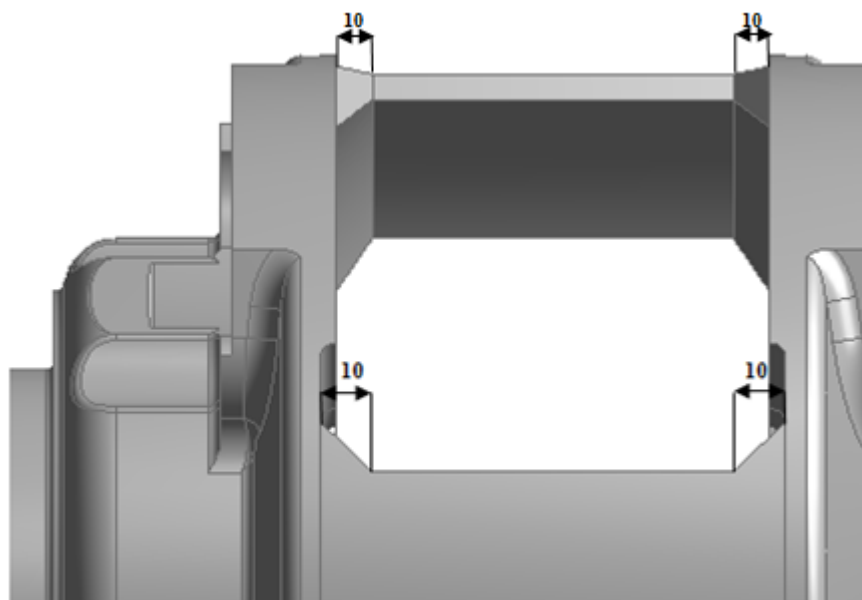
9.1 Úpravy ramen držících čela

Jak již bylo shrnuto v kapitole 8.4 součást je předimenzována v oblasti spojovacích ramen, proto zde byl materiál odebírán. Ramena spojující čela byla odstraněna a nahrazena rameny s jiným průřezem, viz obrázek 66, kde je zobrazen tvar i rozměry příčného průřezu ramene.



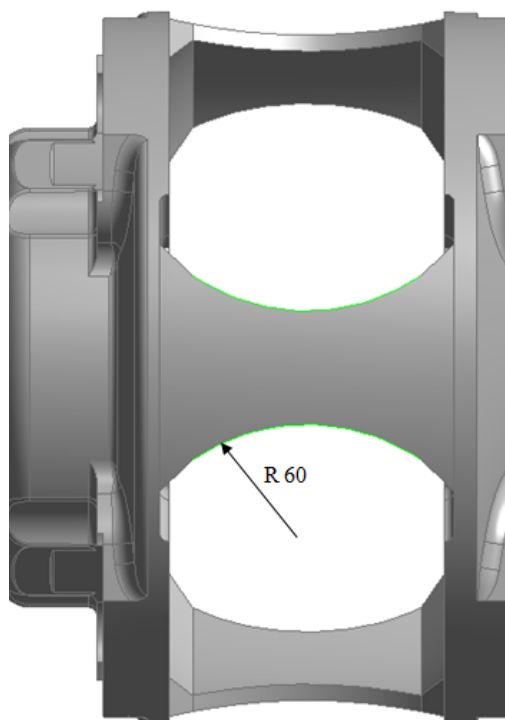
Obr. 66 Ramena spojující čela unašeče

Přechody mezi všemi rameny a čely byly upraveny pomocí sražení hran, viz obrázek 67. Velikost sražení hran je 10 x 10 mm.



Obr. 67 Úprava ramen – sražení hran 10 x 10 mm

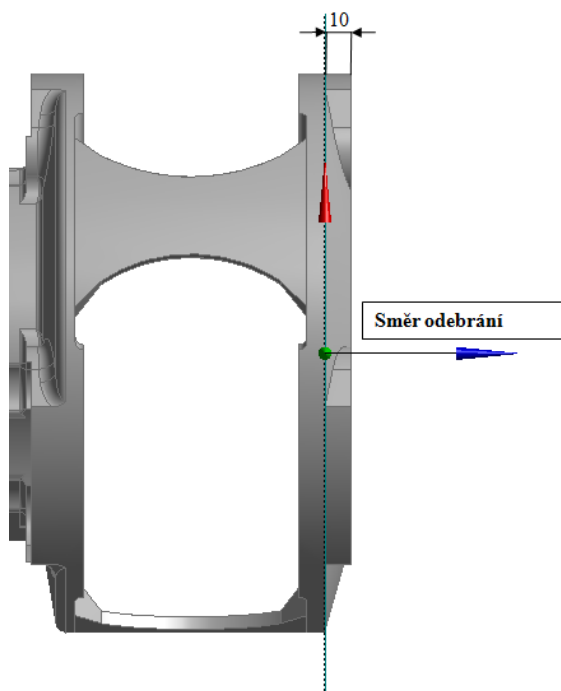
Dále byla ramena unašeče zeslabena po šířce, a to pomocí vyříznutí válcovitého objemu o poloměru 60 mm (viz obr. 68). Válce odebírající objem jsou sklopeny pod úhlem 90° od svislice.



Obr. 68 Úprava ramene – zeslabení po šířce, [mm]

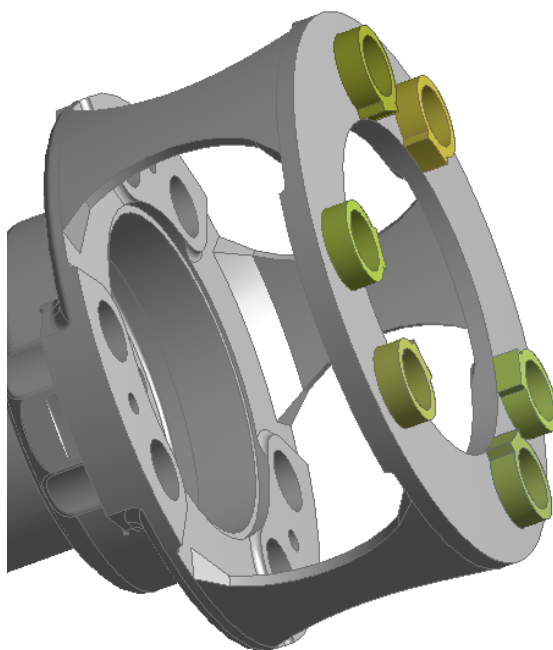
9.2 Úpravy koncového čela

Z koncového čela byla odstraněna část o tloušťce 10 mm, jelikož napětí v této části unašeče bylo nízké (viz obr. 46). Na obrázku 69 je znázorněno odebrání ve směru osy, jež má modrou barvu.

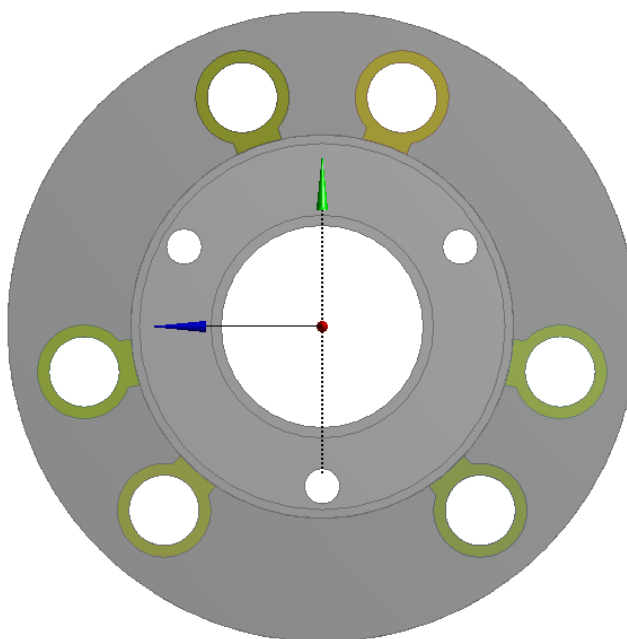


Obr. 69 Směr a velikost odebrání koncového čela

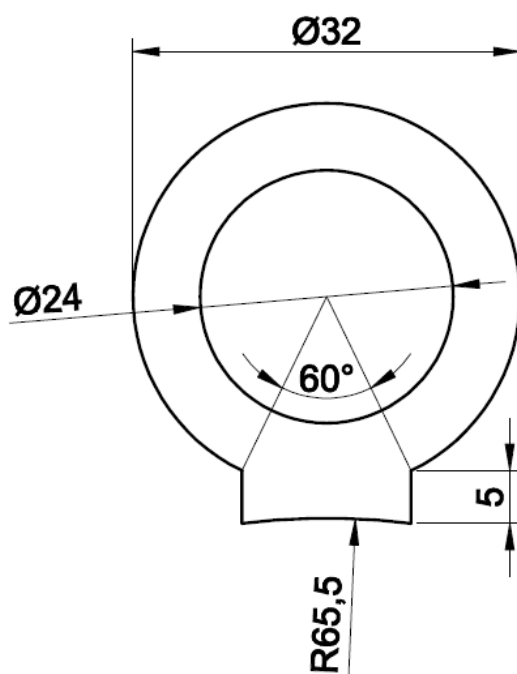
Okolo děr pro čepy byly vytvořeny nové objemy, jelikož největší napětí na původním tvaru unašeče bylo na hranicích děr a v dírách (viz kapitola 8.4). Proto potřebuje toto místo více materiálu, aby se napětí lépe rozložilo a nevznikaly na hranicích děr špičky napětí. Nově vytvořené objemy jsou barevně znázorněny na obrázcích 70, 71 a jejich profil je vyznačen na obrázku 72.



Obr. 70 Vytvoření nových objemů na koncovém čele

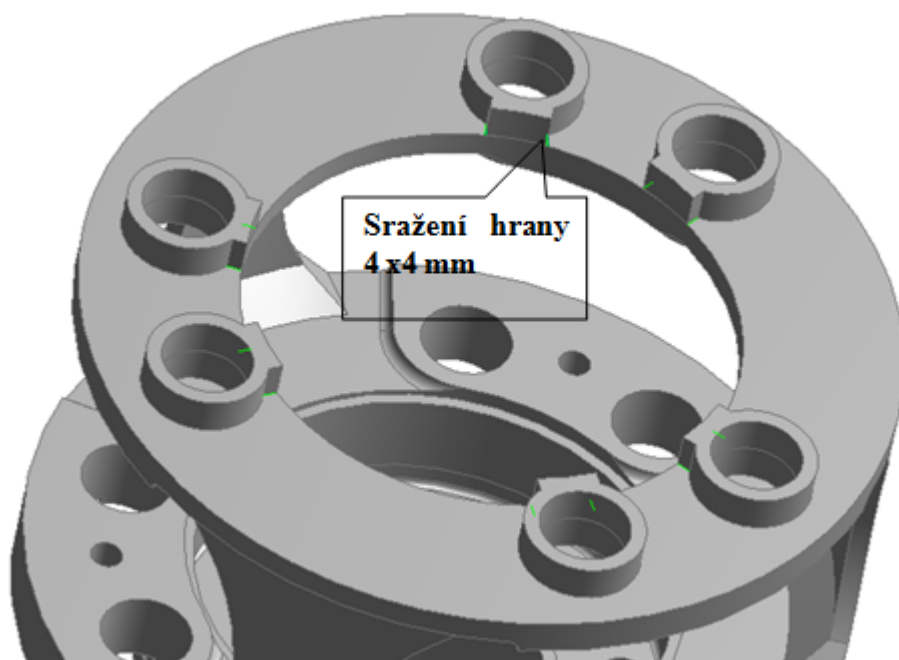


Obr. 71 Vytvoření nových objemů na koncovém čele – čelní pohled

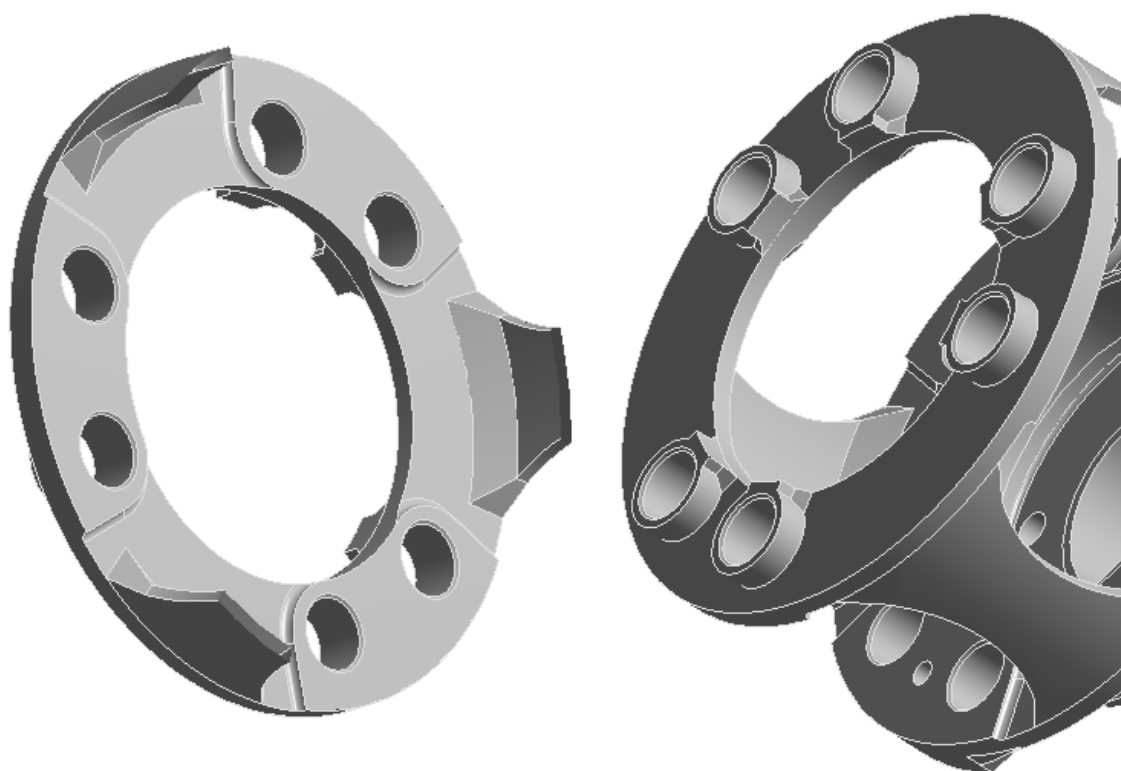


Obr. 72 Profil nově vytvořené části

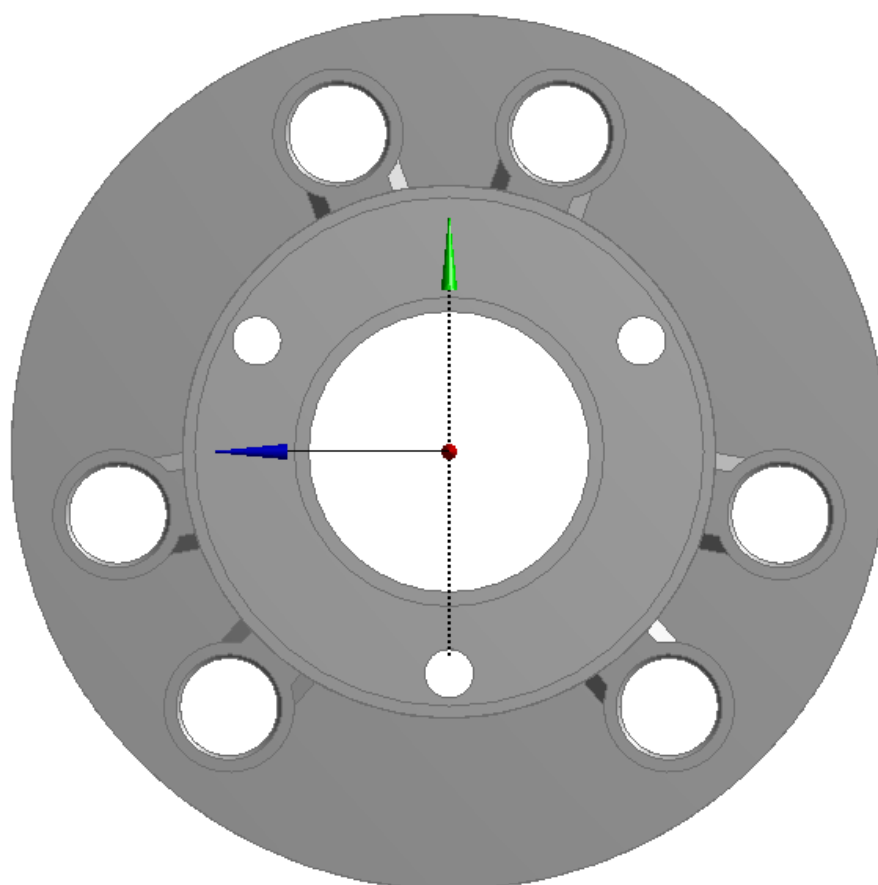
Poslední provedenou změnou na koncovém čele bylo sražení hran. Hrany byly sraženy na hranicích děr jak z vnější, tak z vnitřní strany (1 x 1 mm). Ostatní hrany, které byly straženy jsou vyznačeny zeleně na obrázku 73. Velikost sražení hran je 4 x 4 mm. Výsledný tvar koncového čela je vyobrazen na obrázcích 74 a 75.



Obr. 73 Vyznačení sražených hran 4 x 4 mm



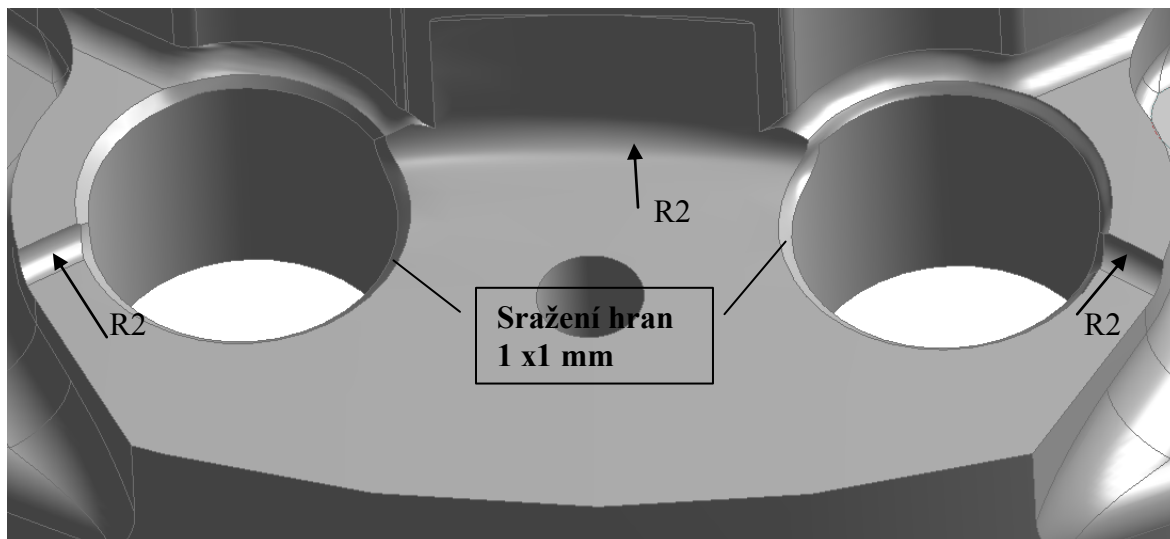
Obr. 74 Upravený tvar koncového čela



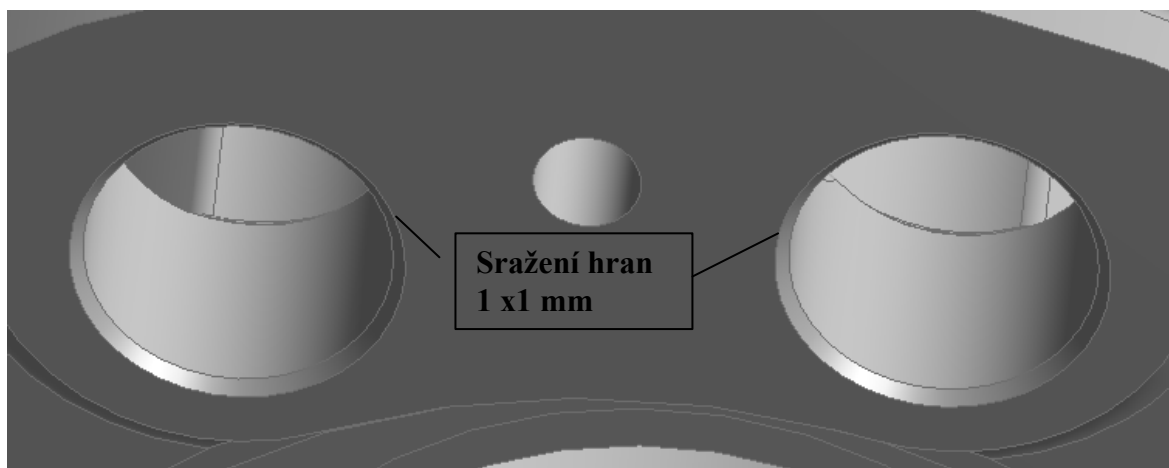
Obr. 75 Upravený tvar koncového čela – čelní pohled

9.3 Úprava čela navazujícího na drážkování

Na vnější straně čela navazujícího na drážkování jsou kritická místa, která byla v kapitole 8.4 vyobrazena na obrázcích 51 a 57. Zaoblení v kritickém místě I bylo zvýšeno z 1 mm na 2 mm a bylo provedeno sražení hran 1 x 1 mm okrajů všech děr na vnější i vnitřní straně. Zaoblení bylo také upraveno v místě, jež je na obrázku 51 označeno nálepkou 285 a 379,05. Velikost zaoblení je také 2 mm. Tyto změny jsou vykresleny na obrázcích 76 a 77.

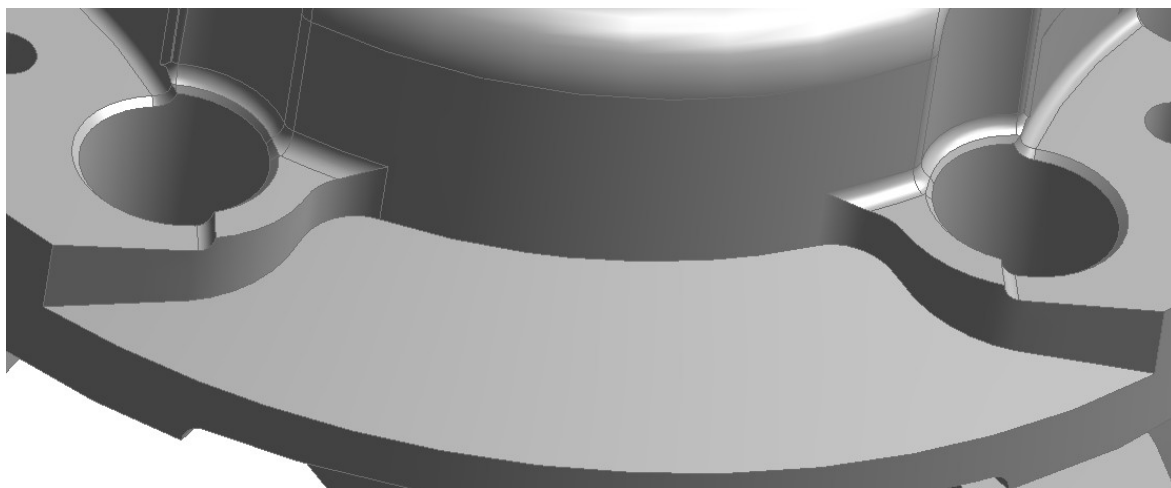


Obr. 76 Úprava vnější strany čela navazující na drážkování

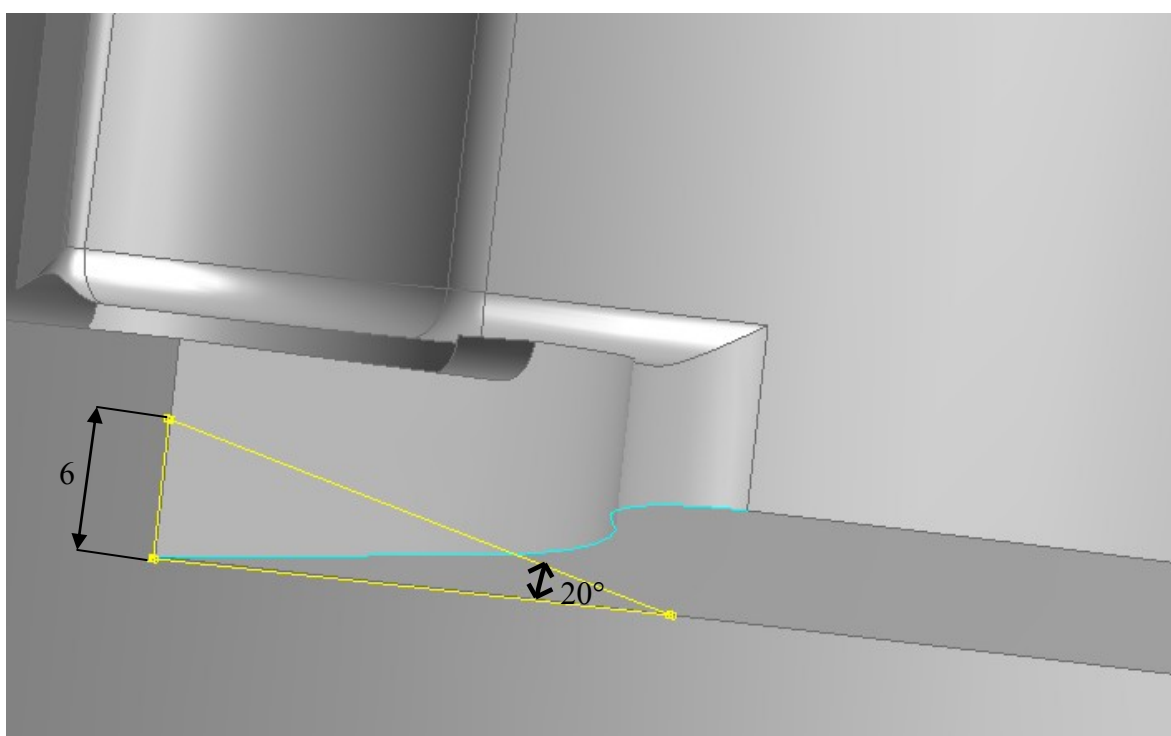


Obr. 77 Úprava vnitřní strany čela navazující na drážkování

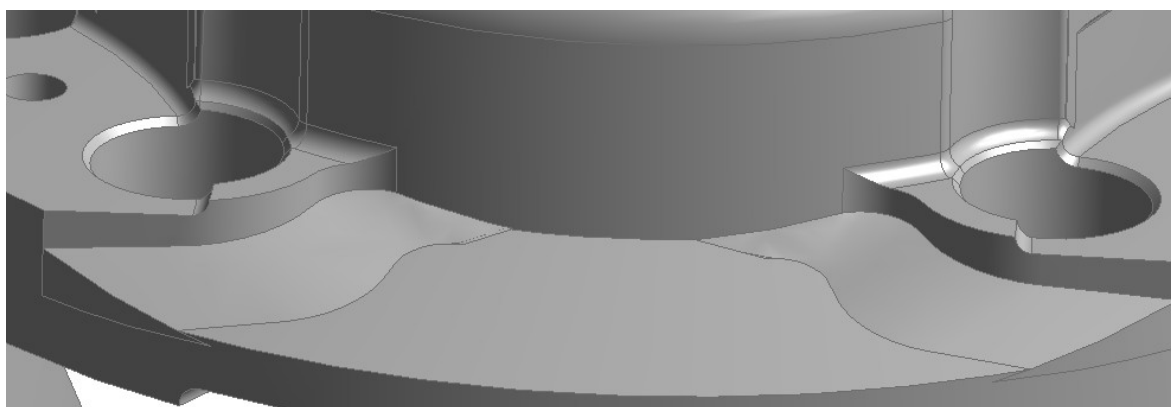
Dále byla provedena změna geometrie v kritickém místě III (viz obr. 57), kde vzniká tah, jak lze vypočítat z obrázku 58. Nejprve byla odstraněna veškerá zaoblení (viz obr. 78). Poté byl přidán materiál tak, že byl vysunut pravoúhlý trojúhelník, jehož profil i trajektorie vysunutí je na obrázku 79 a na obrázku 80 je již tato změna vyobrazena celá.



Obr. 78 Odstranění zaoblení na vnější straně čela navazujícího na drážkování

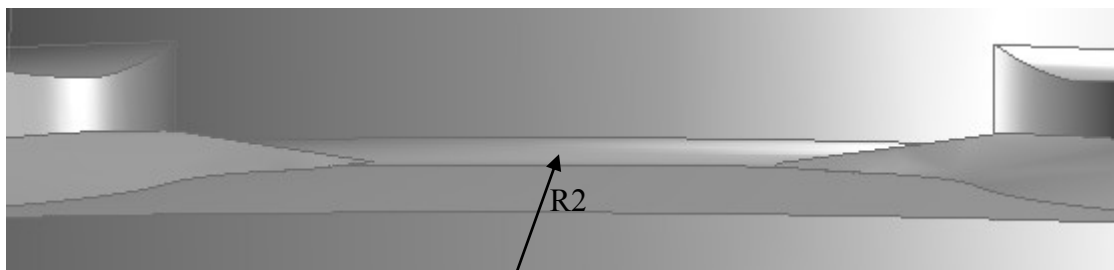


Obr. 79 Tyrkysově vyznačená trajektorie vysunutí a žlutě pravoúhlý trojúhelníkový profil



Obr. 80 Vyobrazení vysunutí trojúhelníkového profilu

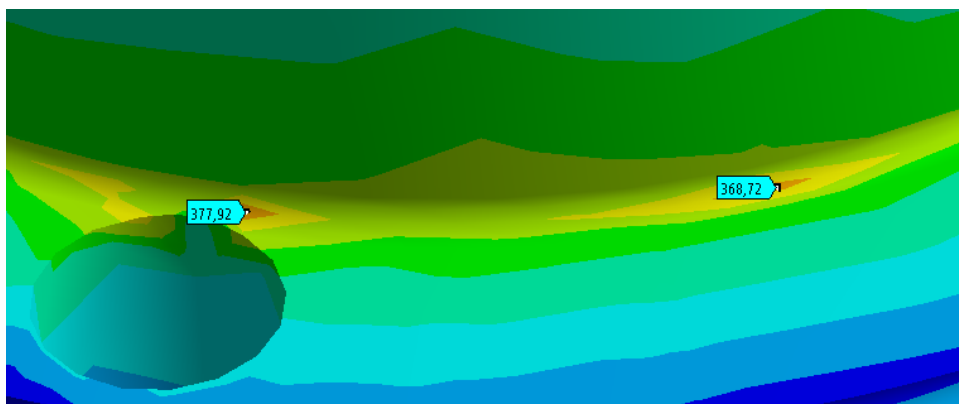
Poslední změnou na této části unašeče bylo vytvoření zaoblení přechodu mezi popisovaným čelem a částí unašeče navazující na drážkování, $R = 2 \text{ mm}$ (viz obr. 81)



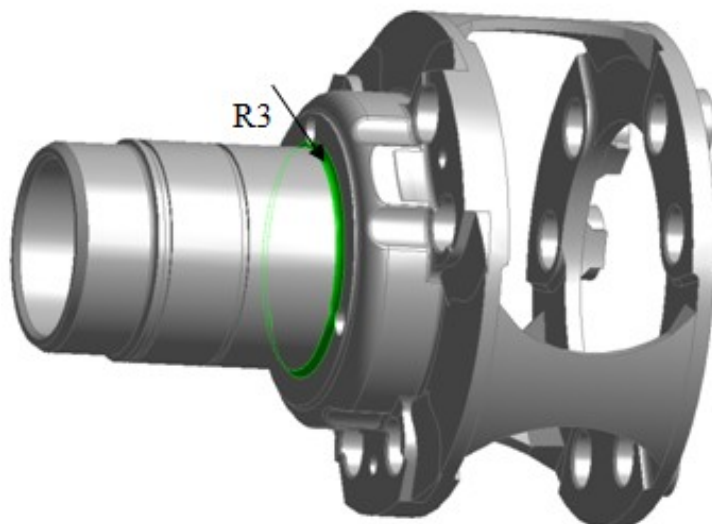
Obr. 81 Zaoblení R2

9.4 Úprava zaoblení přechodu mezi hlavou a pouzdrem unašeče

Byla také provedena úprava velikosti zaoblení přechodu mezi hlavou a osazeným pouzdrem unašeče z $R = 1,6$ na $R = 3$, poněvadž v tomto zaoblení vznikaly lokální špičky napětí dosahující hodnoty až 380 MPa (viz obr. 82). Na obrázku 83 je tato úprava zeleně vyznačena.



Obr. 82 Lokální špičky napětí v přechodu mezi hlavou a osazeným pouzdrům unašeče, [MPa]



Obr. 83 Zeleně vyznačené zaoblení přechodu mezi hlavou a osazeným pouzdrům unašeče

10. VÝSLEDKY ANALÝZY OPTIMALIZOVANÉHO TVARU UNAŠEČE

Celý výpočet upravené součásti byl nastaven stejně jako ten původní (viz kapitola 5 a 7).

10.1 Hmotnost optimalizovaného unašeče

Hmotnost optimalizovaného unašeče je:

$$m_{opt} = 8,4 \text{ kg} \quad (10.1.1)$$

Procentuální vyjádření snížení hmotnosti vztažené k původní hmotnosti (9.1.1) je:

$$\frac{m_{puv} - m_{opt}}{m_{puv}} \cdot 100\% = \frac{12 - 8,4}{12} \cdot 100\% = 30\% \quad (10.1.2)$$

10.2 Kontrola reakcí pro optimalizovaný tvar unašeče

Jako kontrola správnosti výpočtu byla vyčíslena hodnota momentové reakce v okrajové podmínce, jež zabraňuje rotaci unašeče kolem osy x (viz obr. 21). Pokud je výpočet korektní, měla by se hodnota momentové reakce blížit nule. Vypočtená hodnota byla $21 \text{ N} \cdot \text{m}$ stejně jako u původního tvaru unašeče (viz. obr. 34), což je v porovnání se zatížením $16\,508 \text{ N} \cdot \text{m}$ zanedbatelně malé číslo. Procentuální vyjádření viz (8.1.1).

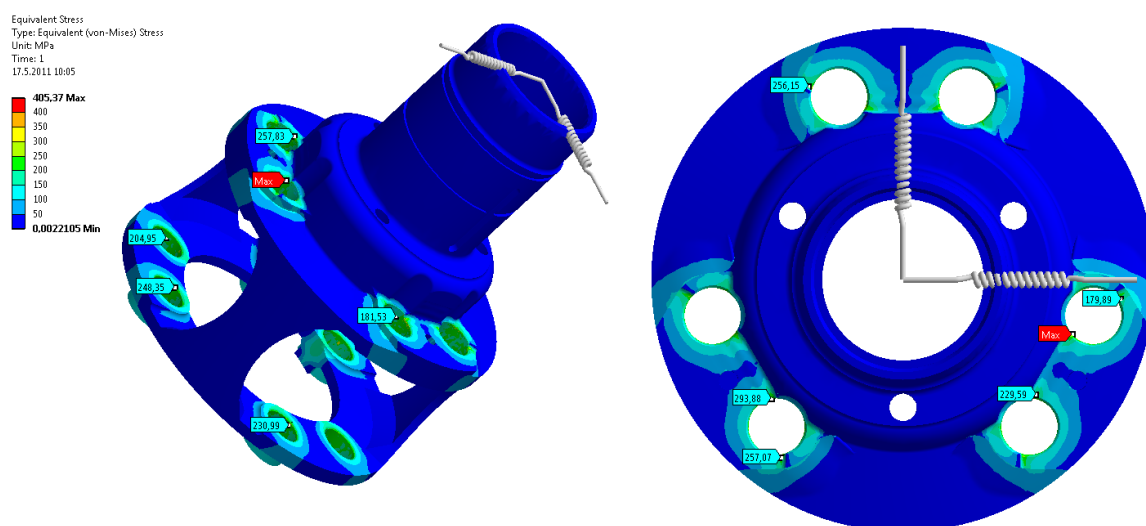
Dále byla vyhodnocena silová reakce v ložisku (viz okrajová podmínka na obrázku 19). Velikost reakce v ložisku jsou 3 N . Podle předpokladu se blíží nule, protože síly na obrázku 16 jsou rozloženy rotačně symetricky. Původní velikost této reakce byla 4 N (viz obr. 35)

Velikost reakce v pružinách opět nepřesahuje $1 \cdot 10^{-6} \text{ N}$ a prodloužení není vyšší než $1 \cdot 10^{-7} \text{ mm}$.

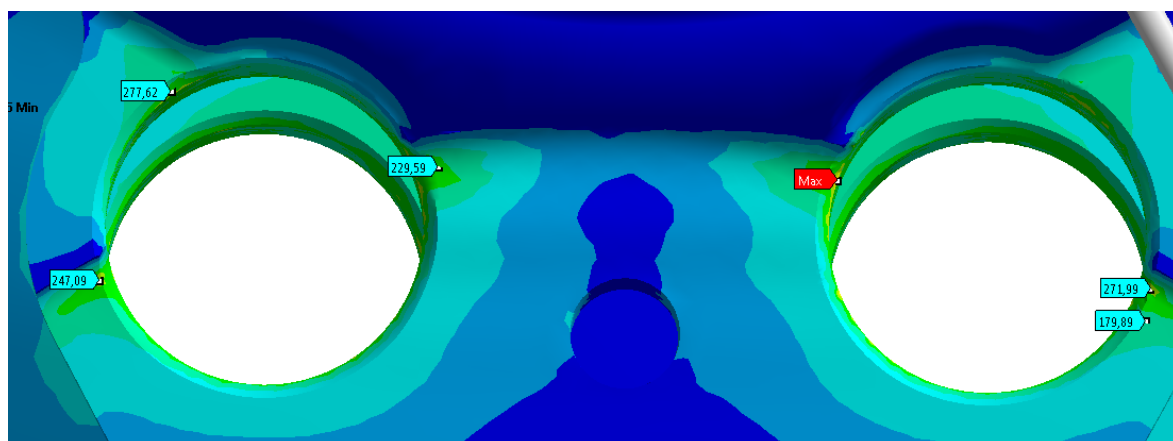
10.3 Pole celkového posunutí a redukovaného napětí od nalisování pro optimalizovaný tvar unašeče

Celkové posunutí vyvolané přesahem je opět minimální stejně jako na neupravené součásti (viz kapitola 8.2), a to do hodnoty 0,025 mm.

Na obrázku 84 je vyobrazeno pole redukovaného napětí dle HMH od nalisování čepů na upravené součásti s maximálním přesahem 0,03 mm. Hodnoty napětí se v díře pohybují okolo hodnoty 200 MPa. Maximální napětí 405 MPa je na kraji díry a je označeno nálepkou max. Na krajích děr je napětí vyšší, nežli uvnitř (nejčastěji 300 MPa). Na obrázku 85 je vyobrazen detail na oblast s maximální hodnotou napětí.



Obr. 84 Pole redukovaného napětí od nalisování na upraveném unašeči, [MPa]



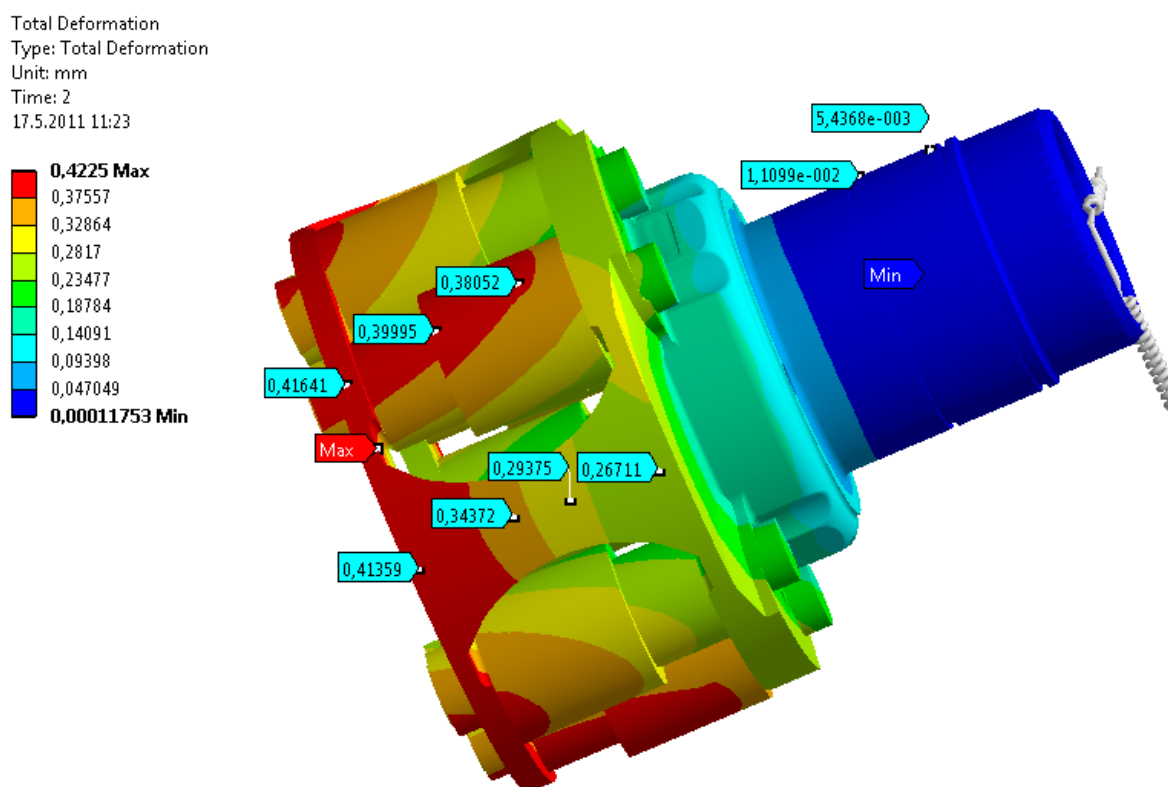
Obr. 85 Pole redukovaného napětí od nalisování na unašeči – detail, [MPa]

10.4 Pole celkového posunutí pro optimalizovaný tvar unašeče

Pole celkového posunutí optimalizovaného unašeče včetně čepů a satelitů je uvedeno na obrázcích 86, 87 a 88. Maximální hodnota celkového posunutí činí 0,42 mm, což je prakticky totožná hodnota celkového posunutí původního tvaru (viz kapitola 8.3), je označena opět štítkem max a je na satelitu.

Na obrázku 89 je pole celkového posunutí samotného unašeče. Maximální celkové posunutí se vyskytuje na horním čele unašeče (0,42 mm). Unašeč se zkroutí kolem své osy stejně jako jeho původní tvar.

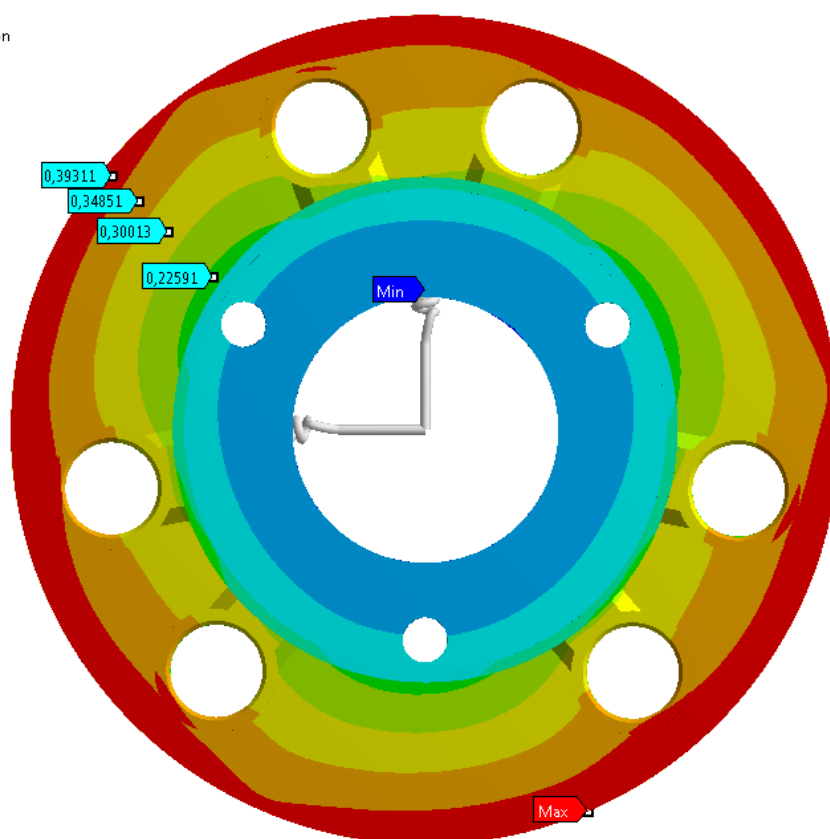
Tuhost celého unašeče se zvýšila o 27%.



Obr. 86 Pole celkového posunutí optimalizovaného unašeče – pootočený pohled, [mm]

Total Deformation
Type: Total Deformation
Unit: mm
Time: 2
18.5.2011 11:35

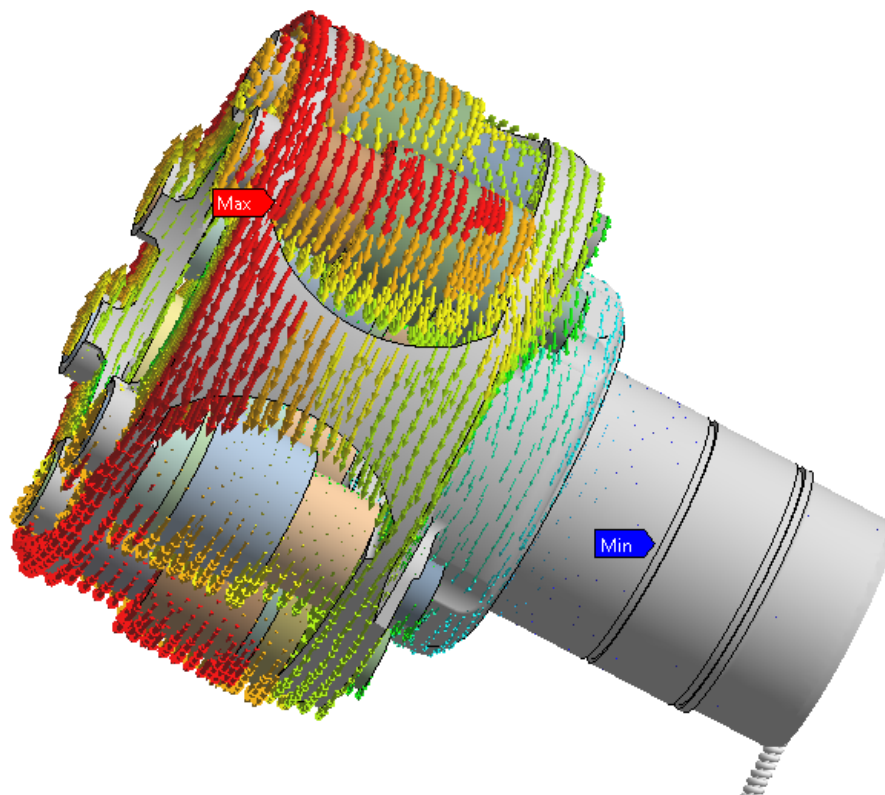
0,4225 Max
0,37557
0,32864
0,2817
0,23477
0,18784
0,14091
0,09398
0,047049
0,00011753 Min



Obr. 87 Pole celkového posunutí optimalizovaného unašeče – čelní pohled, [mm]

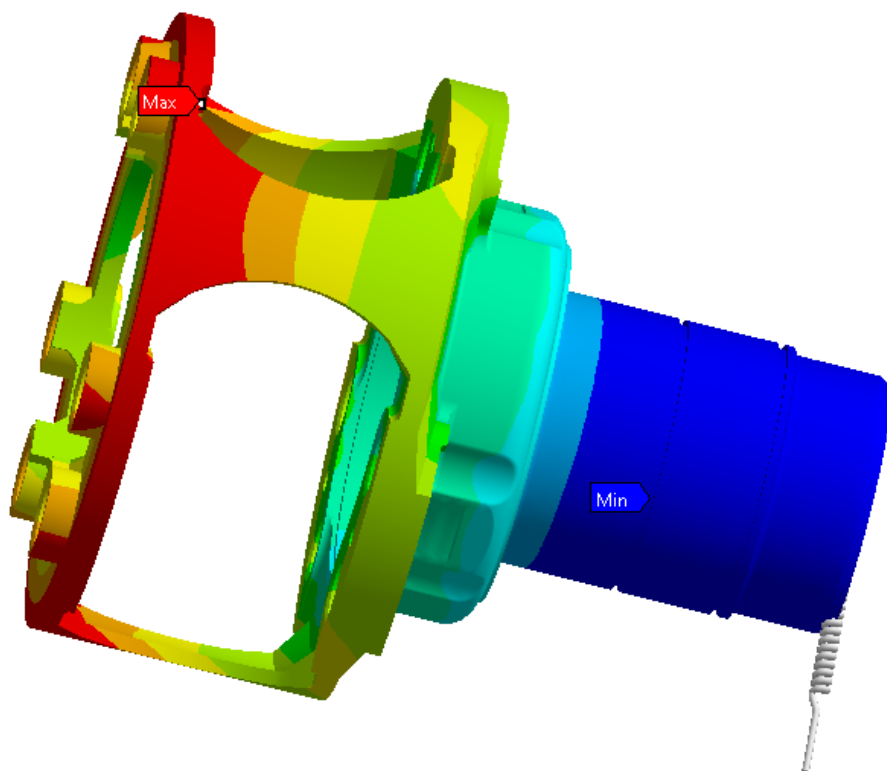
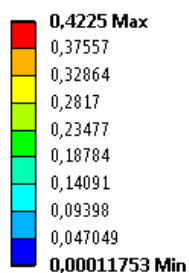
Total Deformation
Type: Total Deformation
Unit: mm
Time: 2
17.5.2011 11:49

0,4225 Max
0,37557
0,32864
0,2817
0,23477
0,18784
0,14091
0,09398
0,047049
0,00011753 Min



Obr. 88 Pole celkového posunutí optimalizovaného unašeče v mm, vektorové zobrazení

Total Deformation 2
 Type: Total Deformation
 Unit: mm
 Time: 2
 17.5.2011 11:46



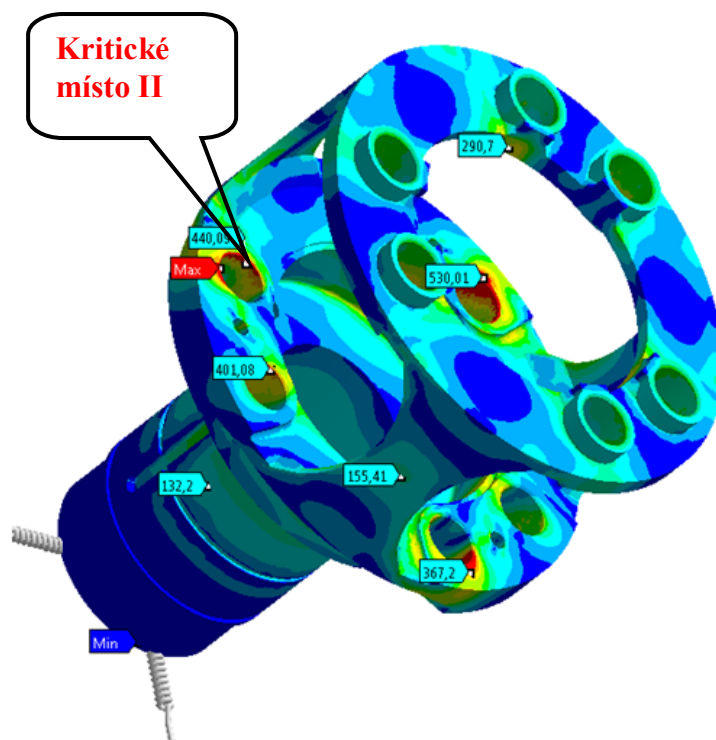
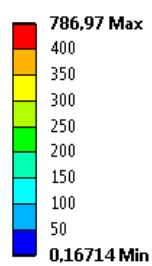
Obr. 89 Pole celkového posunutí samotného upraveného unašeče, [mm]

Vzájemné posunutí krajních bodů ložiska má hodnotu $5,6622 \cdot 10^{-3}$ mm, což odpovídá natočení o úhel $0^{\circ} 0' 36,84''$. V kapitole 5.4 bylo uvedeno, že maximální dovolené natočení kuličkového ložiska je $10'$ a stejně jako u neupraveného unašeče nebylo $10'$ překročeno.

10.5 Pole redukovaného napětí upraveného unašeče od nalisování a zatížení satelitu

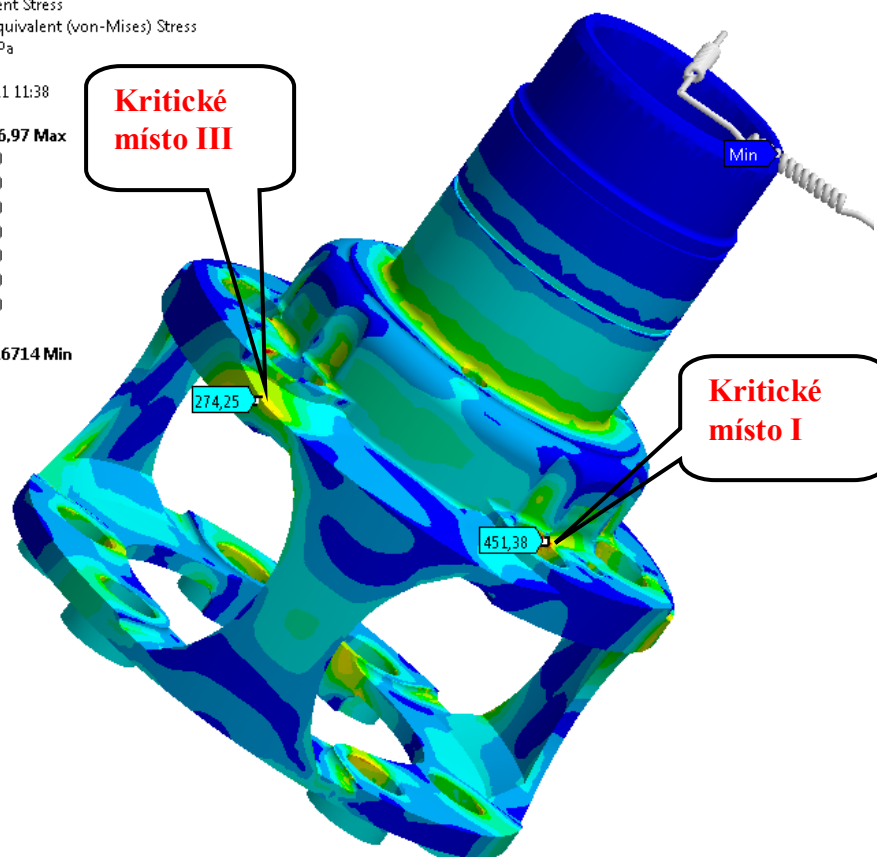
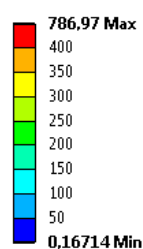
Pole redukovaného napětí dle HMH upraveného unašeče je vyobrazeno na obrázcích 90 a 91. Červená kontura odpovídá 95% meze kluzu tvárné litiny ČSN 42 2307, tedy 400 MPa. Maximální hodnota napětí se nachází opět v kritickém místě II a je označena nálepkou max. Při porovnání rozložení napětí u optimalizované varianty s původním konceptem, viz obrázky 46 a 47, je vidět, že na hranicích děr v kritickém místě II napětí pokleslo o 186 MPa (o 20%) na hodnotu 787 MPa. Další rozdíly budou podrobněji rozebrány dále v této podkapitole 10.5.

Equivalent Stress
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress
 Unit: MPa
 Time: 2
 18.5.2011 7:43



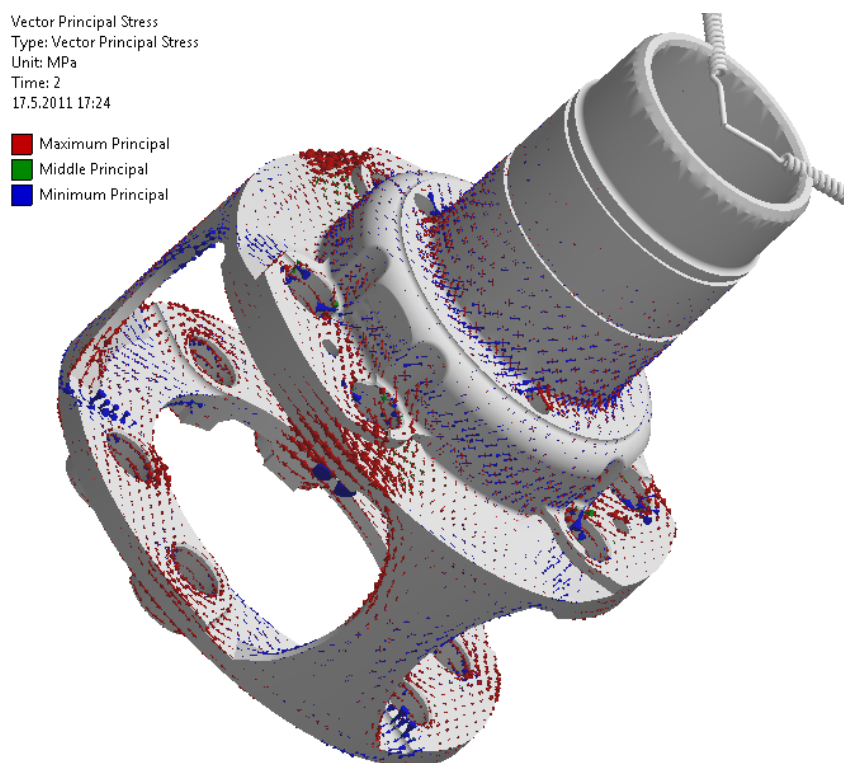
Obr. 90 Redukované pole napětí, [MPa]

Equivalent Stress
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress
 Unit: MPa
 Time: 2
 18.5.2011 11:38



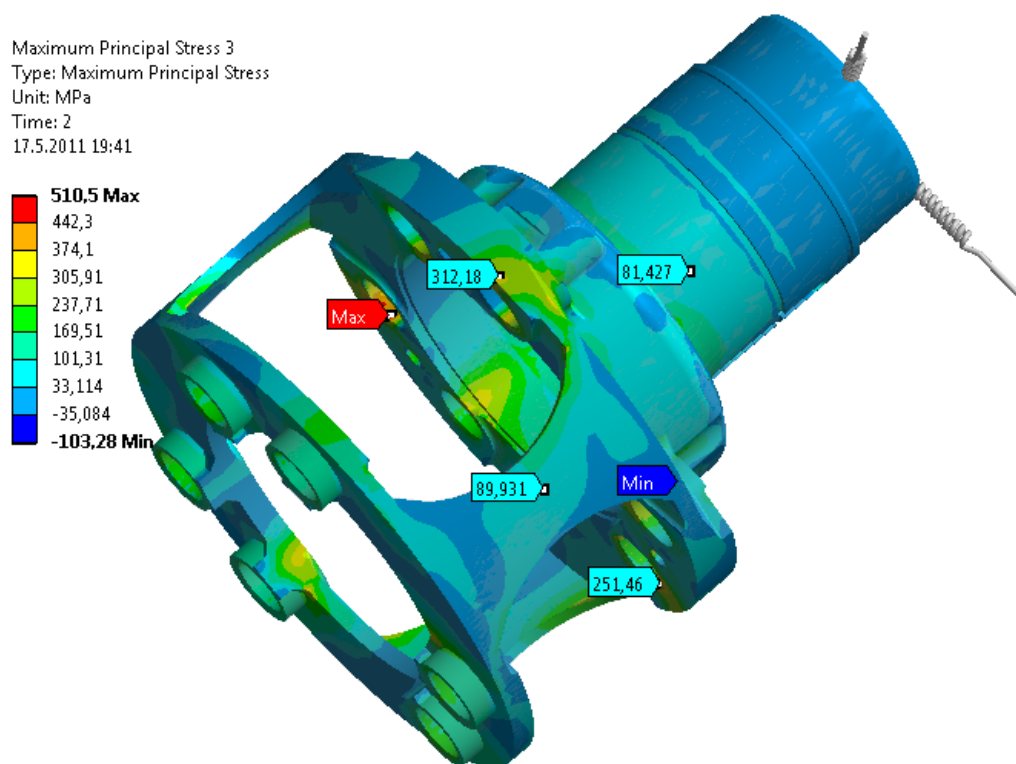
Obr. 91 Redukované pole napětí, [MPa]

Na obrázku 92 jsou vykresleny směry hlavních napětí modifikovaného unašeče. Třetí hlavní napětí odpovídá tlaku (modrá barva) a první tahu (červená barva).

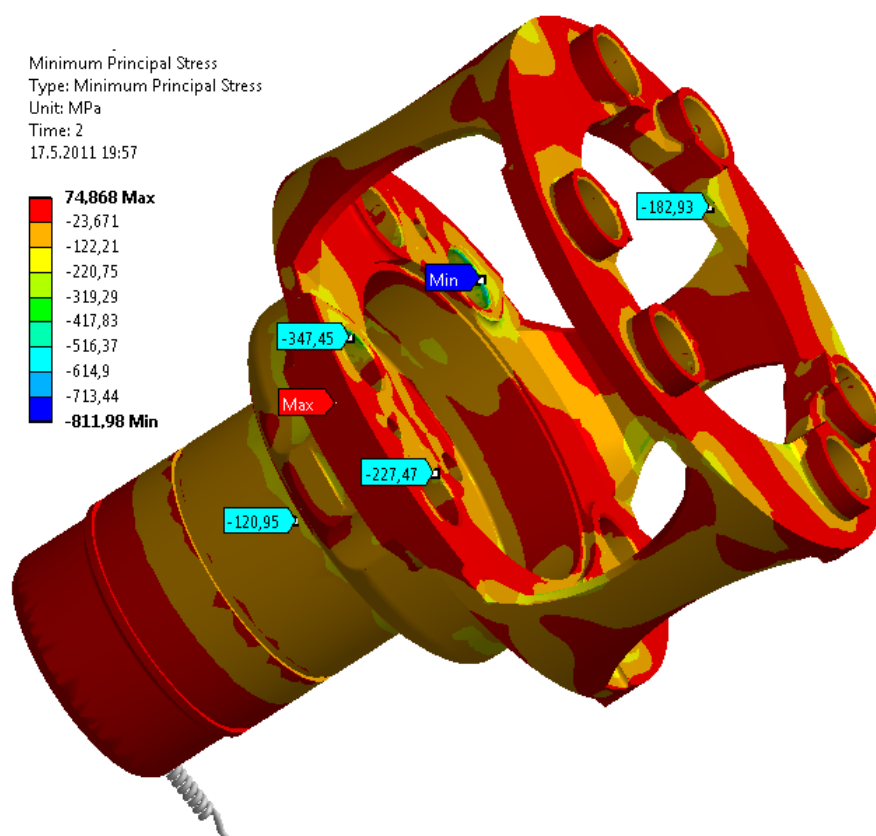


Obr. 92 Rozlišení namáhání modifikovaného unašeče – tah a tlak

Následně je vyčíslena hodnota prvního i třetího hlavního napětí. Z obrázku 93 lze vyčíst, že velikost prvního hlavního napětí je 510 MPa působící v kritickém místě II, které bylo popsáno na straně 49. Toto napětí je tedy o 21 MPa nižší než na neupraveném modelu. Na obrázku 94 je vyčísleno třetí hlavní napětí (tlakové namáhání) s minimálním napětím 812 MPa, jež je lokalizováno v kritickém místě II a označeno štítkem min. Porovnáme-li toto napětí s napětím na původním modelu, můžeme konstatovat, že jsou prakticky totožná (viz obr. 50).



Obr. 93 Maximální hlavní napětí upraveného unašeče, [MPa]

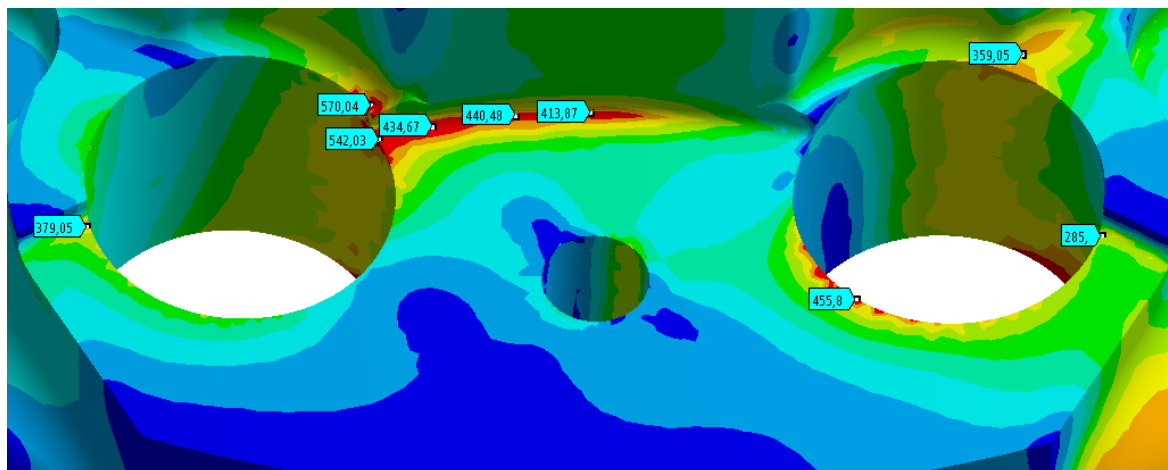


Obr. 94 Minimální hlavní napětí, [MPa]

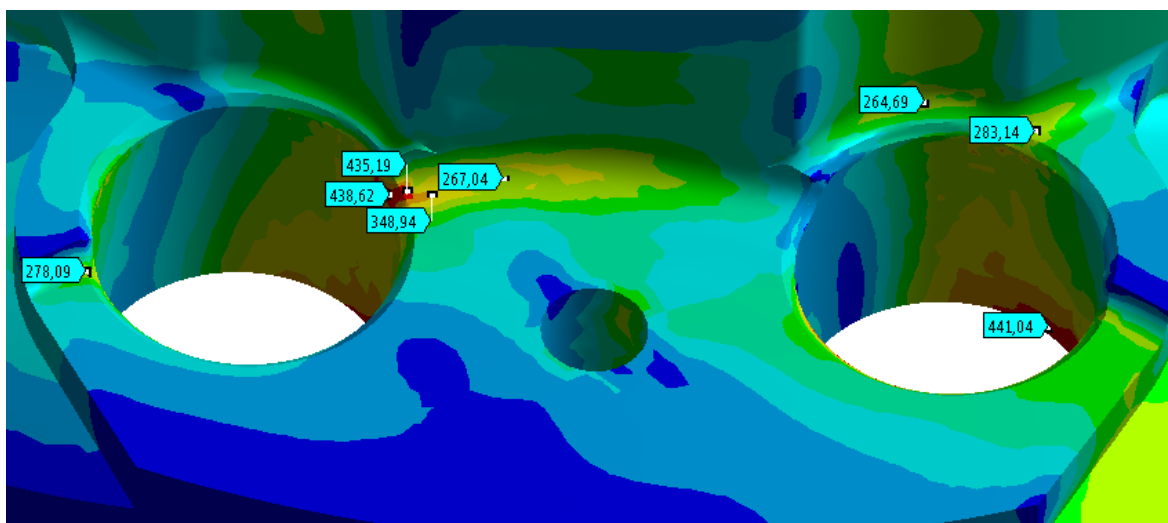
Kritické místo I:

- je vyobrazeno na obrázku 95 a zároveň porovnáno s původním redukovaným polem napětí
- zvýšení velikosti zaoblení výrazně snížilo napětí a tím bylo sníženo riziko praskání litiny

Původní tvar unašeče



Optimalizovaný tvar unašeče

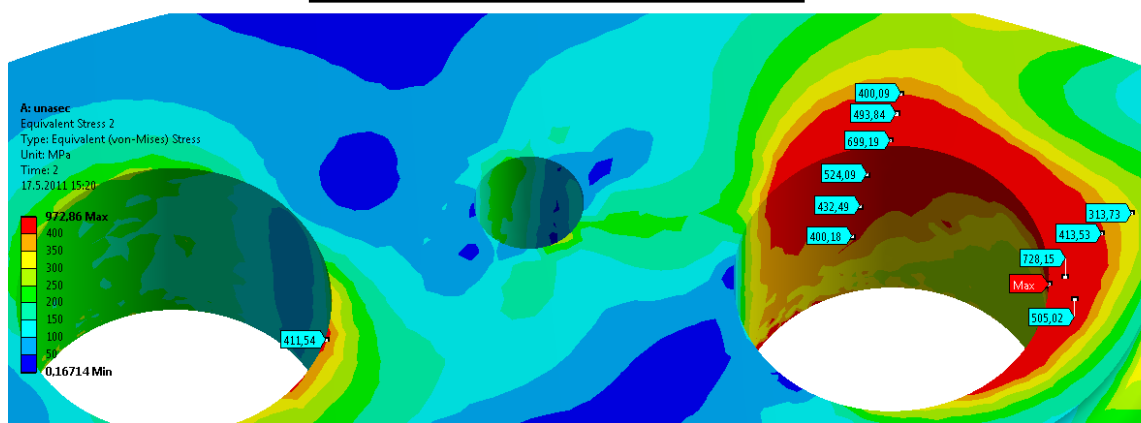


Obr. 95 Detail na kritické místo I a jeho porovnání a původním redukovaným polem napětí, [MPa]

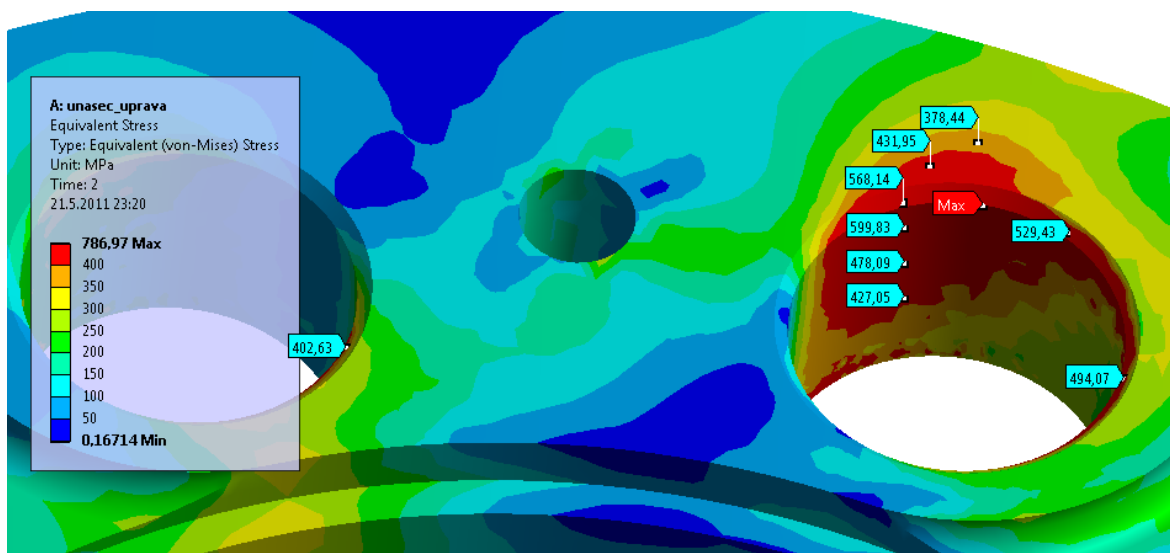
Kritické místo II:

- je vyobrazeno na obrázku 96 a zároveň porovnáno s původním redukovaným polem napětí
- maximální hodnota napětí je 787 MPa (napětí tedy pokleslo o 20 %)
- v díře, na kterou působí větší zatížení od satelitů, je napětí lépe rozloženo
- díky optimalizaci (viz kapitola 9.3) došlo k tomu, že napětí na vnitřní straně čela navazujícího na drážkování, bylo výrazně sníženo a je zřetelné, že na mnohem menší ploše působí napětí přesahující mez kluzu.
- na obrázcích 97 až 99 je vykresleno první a třetí hlavní napětí, obě tato napětí nepřesahují mez pevnosti (viz tabulka 2)
- součást byla již provozována a ze zkušeností víme, že zde nepraskala

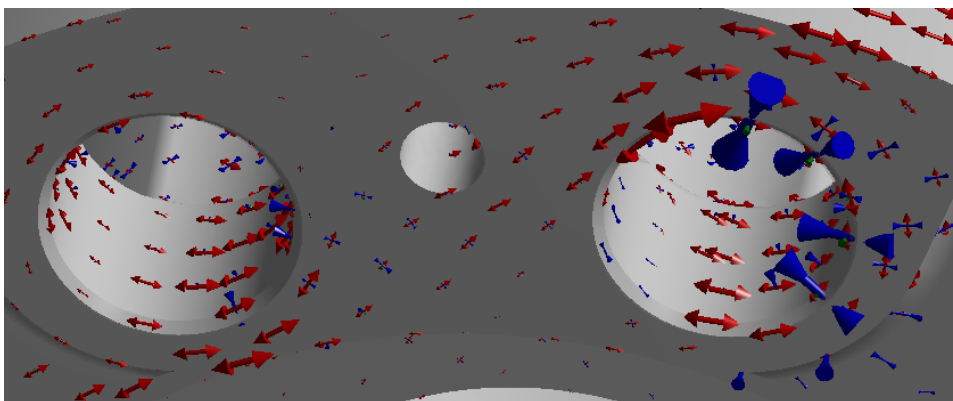
Původní tvar unašeče



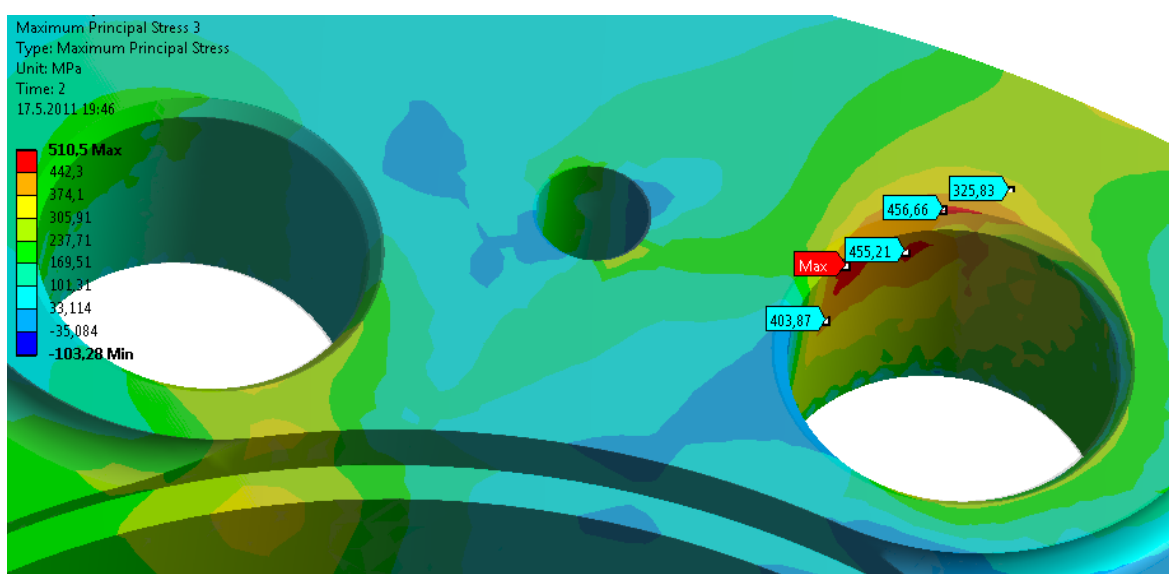
Optimalizovaný tvar unašeče



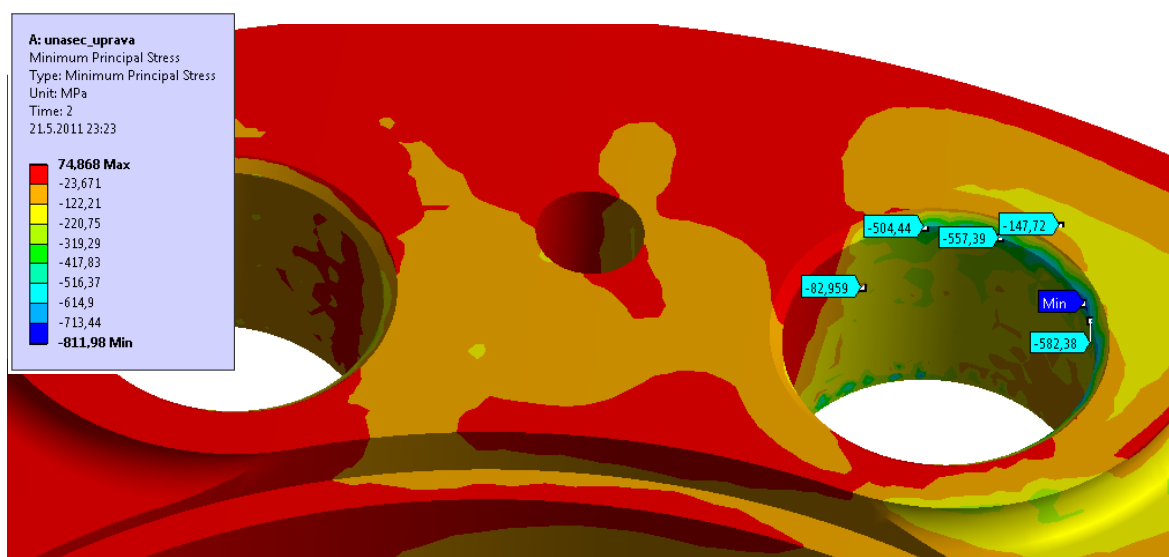
Obr. 96 Detail na kritické místo II a jeho porovnání a původním redukovaným polem napětí, [MPa]



Obr. 97 Rozlišení hlavních napětí modifikovaného unašeče – tah a tlak, detail na kritické místo II



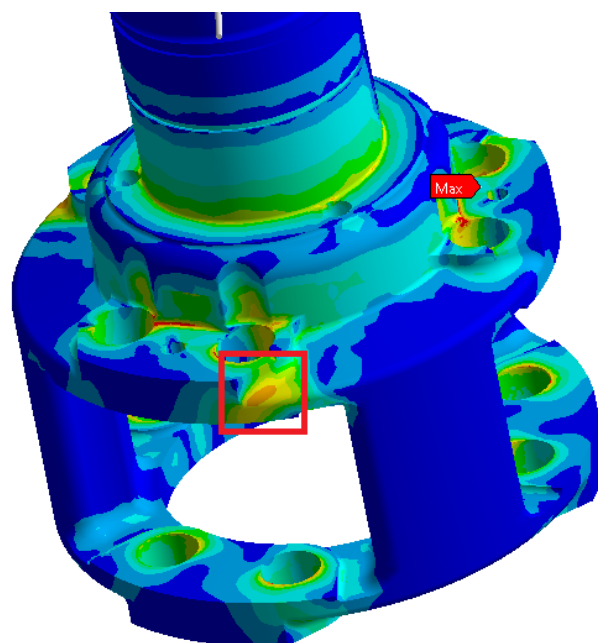
Obr. 98 První hlavní napětí optimalizovaného unašeče – detail na okraj díry (kritické místo II), [MPa]



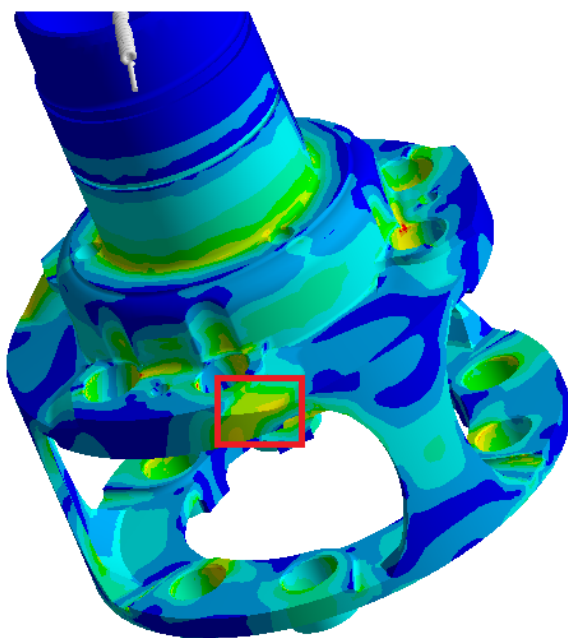
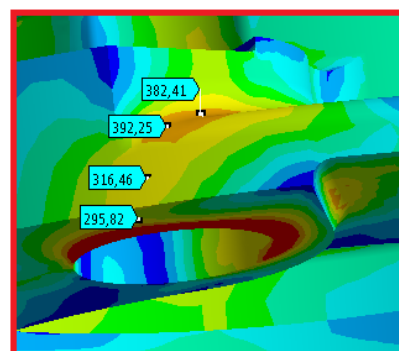
Obr. 99 Třetí hlavní napětí optimalizovaného unašeče – detail na okraj díry (kritické místo II), [MPa]

Kritické místo III:

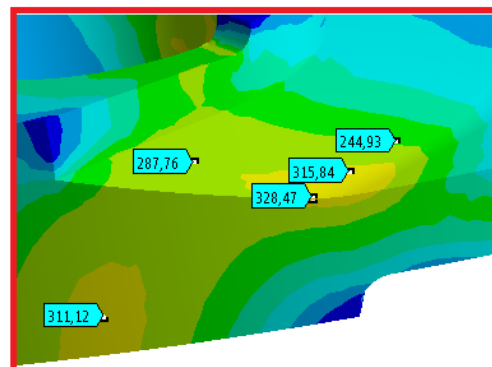
- je vyobrazeno na obrázku 100 a zároveň porovnáno s původním redukovaným polem napětí
- díky zpevnění této oblasti maximální napětí kleslo z 390 MPa na 330 MPa (o 15,4%)



Původní tvar unšeče



Optimalizovaný tvar unšeče

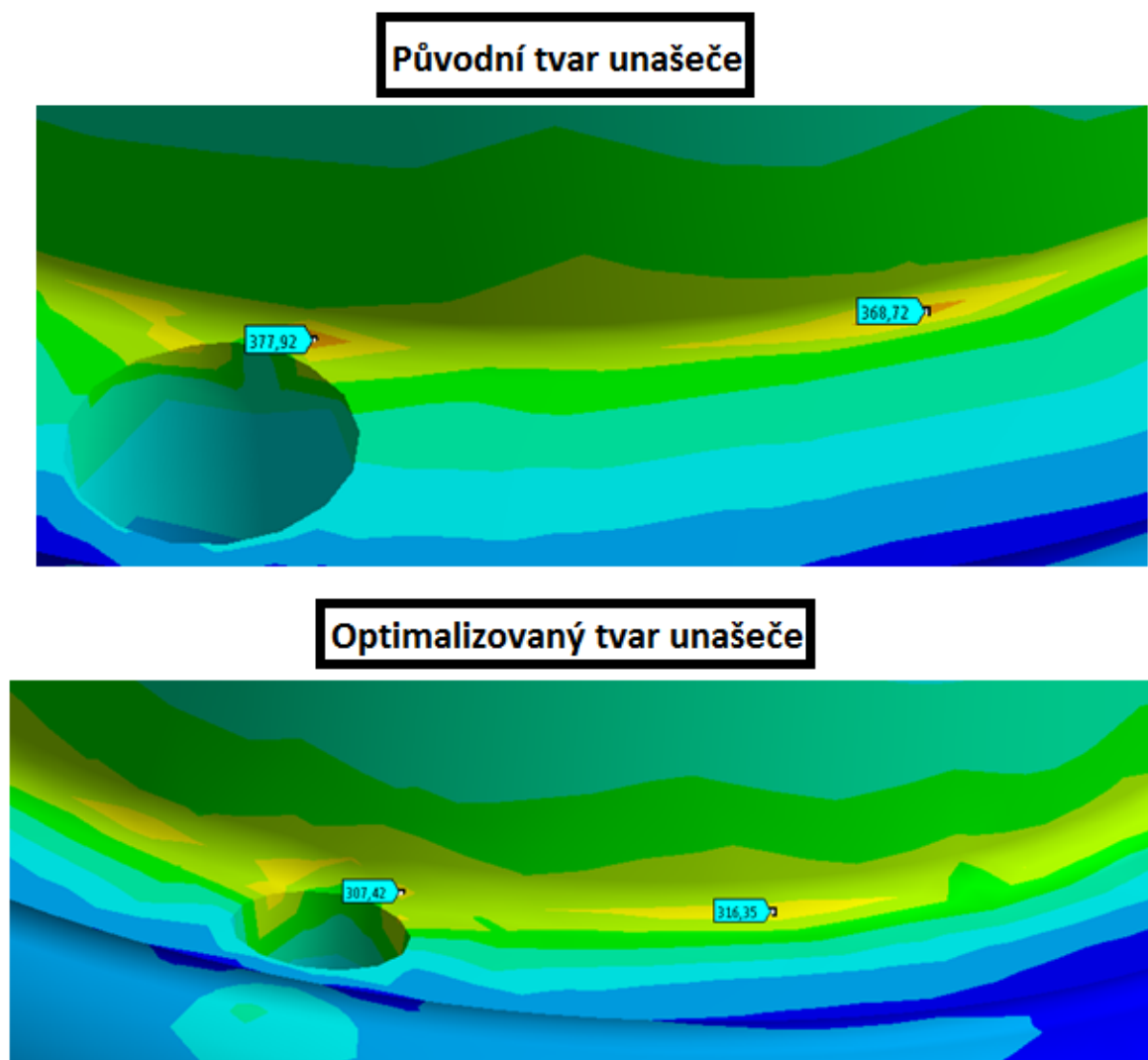


Obr. 100 Detail na kritické místo III a jeho porovnání a původním redukovaným polem napětí, [MPa]

Okraje děr:

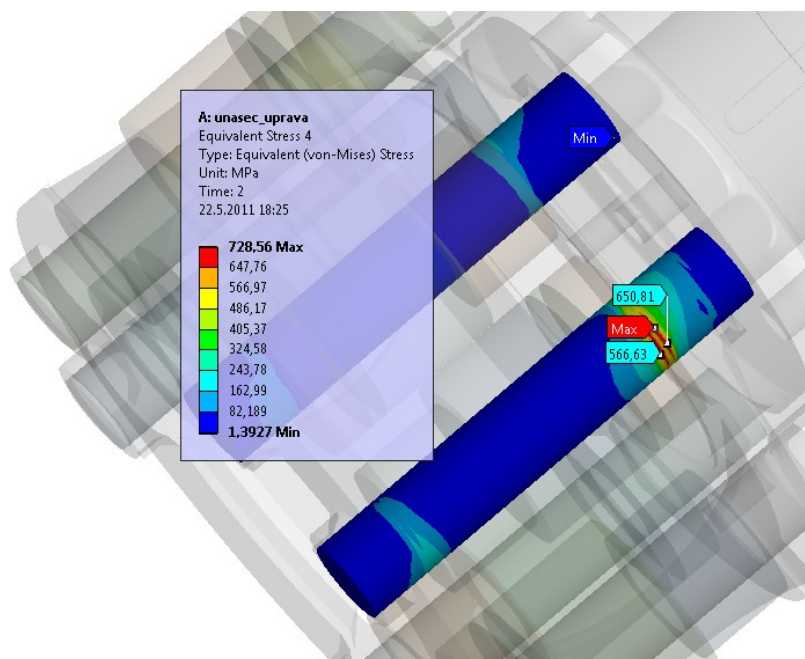
- jak lze vypořádat z předchozích obrázků (95 a 96), bylo díky sražení hran dosaženo odstranění lokálního zvýšení napětí

Při optimalizaci byla provedena úprava velikosti zaoblení přechodu mezi hlavou a osazeným pouzdrem unašeče a jak můžeme vidět na obrázku 101, byly špičky napětí touto úpravou odstraněny.



Obr. 101 Porovnání napětí v přechodu mezi hlavou a osazeným pouzdrem unašeče před a po úpravě, [MPa]

10.6 Pole redukovaného napětí čepů od nalisování a zatížení satelitů



Obr. 102 Pole redukovaného napětí v čepu, [MPa]

Na obrázku 102 je zobarezeno rozložení napětí na čepích. Lze vidět, že čep, který je zatížen menší silou od satelitů (viz obr. 16), je dostatečně nadimenzován. Druhý čep, jenž je zatížen silou vyšší, překračuje v kritickém místě mez kluzu. Tato situace je prakticky shodná jako u neupraveného unašeče (viz obr. 59)

11. ZÁVĚR

Bakalářská práce se zabývala pevnostní a tuhostní analýzou a tvarovou optimalizací unašeče diferenciálu zadní nápravy nákladního automobilu, který je vyroben z tvárné litiny ČSN 42 2307. Výkres unašeče diferenciálu je vyobrazen na obrázku 3.

V teoretické rešerši byla popsána metoda konečných prvků se zaměřením na analýzu čtyřstěnného elementu (tetraedru), viz kapitola 2.4.

Zadavatel dodal prostorový model unašeče (viz obr. 2) a veškerou jeho technickou dokumentaci jednotlivých částí a zatížení. Na základě tohoto byly aplikovány síly a okrajové podmínky (viz kapitola 5). Tento geometrický model byl zjednodušen tak, aby byl výpočetní čas přijatelný (3,5 hodiny), ale aby zároveň nedošlo k ovlivnění výsledků v důležitých oblastech. Některé jeho součásti byly domodelovány autorem (viz kapitola 6).

Analýza celého unašeče byla provedena metodou konečných prvků v softwaru ANSYS Workbench 13.0. V kapitole 7 bylo popsáno nastavení řešiče.

Hlavním cílem práce bylo snížit napětí a hmotnost pomocí úpravy geometrie. Jelikož byl unašeč předimenzován v koncovém čele a v ramenou (viz obr. 46), došlo ke změně celé této oblasti (viz kapitola 9.1 a 9.2). Součást byla také poddimenzovaná. Na unašeči byla určena tři kritická místa, kde napětí překračovalo mez kluzu 420 MPa (viz tabulka 2) a byla podrobně rozepsána v kapitole 8.4. Bylo zde provedeno sražení hran, zvětšení zaoblení a přidání materiálu (viz kapitola 9.3), aby napětí nedosahovalo tak vysokých hodnot. Úkolem bylo stanovit minimální jádro, jež udrží napětí. Veškeré navržené změny nepřihlížejí k technologii výroby odlitku unašeče, proto je potřeba tento návrh dále doplnit o technologické přídatky.

Upravená součást je o 30 % lehčí (o 3,6 kg) a maximální napětí je sníženo o 20% (o 186 MPa). Tuhost byla zvýšena o 27%. Maximální hodnota napětí neupravené součásti dosahovala 973 MPa a u upraveného modelu napětí kleslo na hodnotu 787 MPa. Podrobněji jsou rozebrány výsledky modifikovaného unašeče v celé kapitole 10. Na obrázcích 95, 96 a 100 jsou porovnány rozdíly kritických míst před a po úpravě unašeče.

12. PODĚKOVÁNÍ

Děkuji Ing. Ondřeji Františkovi za odborné vedení, poskytování cenných rad a věnovanému času při konzultacích. Jeho zkušenosti a rady byly cenným podkladem pro vypracování mé bakalářské práce. Dále všem ostatním, kteří se i sebemenší radou podíleli na mé bakalářské práci.

13. SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] LENERT, J.: *Úvod do metody konečných prvků*. 1. vydání. Ostrava: VŠB-TECHNICKÁ UNIVERZITA OSTRAVA, 1999. 110 s. ISBN 80-7078-686-8
- [2] LEINVEBER, J.; VÁVRA, P.: *Strojnické tabulky*. 1. Vydání. Úvaly: 2003. ALBRA – pedagogické nakladatelství, 868 s. ISBN 84-86490-74-2
- [3] ANSYS, Inc. *ANSYS Release 13.0 Documentation*. 2010. Dostupné v elektronické podobě jako součást softwaru ANSYS 13.0

INTERNETOVÉ ZDROJE:

- [4] POSPIŠÍLOVÁ, Simona. *Http://ime.fme.vutbr.cz* [online]. 2006 [cit. 2011-05-02]. Struktura a vlastnosti grafitických litin. Dostupné z WWW: <<http://ime.fme.vutbr.cz/files/Studijni%20opory/savgl/index.php?chapter=1>>.
- [5] *Partners.tatra.cz* [online]. [cit. 2011-05-20]. TATRA T 815 - 290S84 41.300.8x8.2/262. Dostupné z WWW: <http://partners.tatra.cz/exter_pr/vp/new/typovy_listprospekt.asp?kod=458&jazyk=AN>.
- [6] *Http://www.exvalos.cz* [online]. 25. 11 2008 [cit. 2011-05-20]. Kuličková ložiska. Dostupné z WWW: <http://www.exvalos.cz/soubory/File/Hlavni_katalog_SKF/6000_CS_01_Kulickova%20loziska.pdf>.